

**CONTROLLER OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE**Patent Number: ☐ EP1342899

Publication date: 2003-09-10


Inventor(s): KANAMARU MASANOBU (JP); EHARA MASATO (JP); FUWA NAOHIDE (JP); KONISHI MASAOKI (JP); OSANAI AKINORI (JP); WATANABE SATORU (JP)

Applicant(s): TOYOTA MOTOR CO LTD (JP)

Requested  
Patent: ☐ WO0248531Application  
Number: EP20010270229 20011212Priority Number  
(s): WO2001JP10917 20011212; JP20000377960 20001212IPC  
Classification: F02D41/04; F02D45/00; F02P5/15EC  
Classification: F02D13/02, F01L1/344E, F01L13/00D6B, F02D35/02, F02D37/02, F02D41/00D,  
F02P5/15B2, F02P5/15B14Equivalents: BR0116086, ☐ CA2431258, JP2002180894, ☐ US2004025838

Cited patent(s):

**Abstract**

A device for controlling an internal combustion engine, comprising a variable valve mechanism for varying opening areas (valve lift) or the working angles (valve-opening periods) of at least either the intake valves or the exhaust valves, wherein a pressure in the cylinder is calculated based on the opening area or the working angle of at least either the intake valve or the exhaust valve varied by the variable valve mechanism, and the internal combustion engine is controlled based on the pressure in the cylinder. Upon calculating the pressure in the cylinder based on the opening areas or the working angles of the intake and exhaust valves, it is possible to more suitably control the internal combustion engine based not only upon the peak combustion pressure in the cylinder like when a combustion pressure sensor is used but also upon a pressure in the cylinder at a moment other than the peak combustion pressure. 

Data supplied from the esp@cenet database - I2

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局



(43) 国際公開日  
2002 年 6 月 20 日 (20.06.2002)

PCT

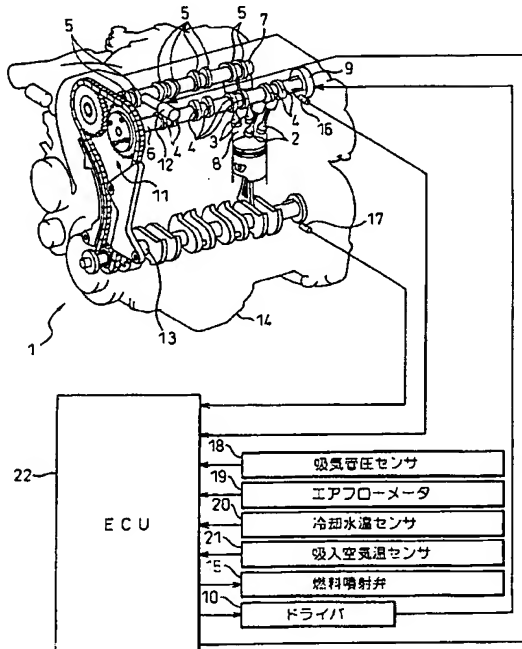
(10) 国際公開番号  
WO 02/48531 A1

- (51) 国際特許分類<sup>7</sup>: F02D 41/04, 45/00, F02P 5/15  
(21) 国際出願番号: PCT/JP01/10917  
(22) 国際出願日: 2001 年 12 月 12 日 (12.12.2001)  
(25) 国際出願の言語: 日本語  
(26) 国際公開の言語: 日本語  
(30) 優先権データ:  
特願 2000-377960  
2000 年 12 月 12 日 (12.12.2000) JP  
(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): トヨタ自動車株式会社 (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI  
KAISHA) [JP/JP]; 〒471-8571 愛知県豊田市トヨタ町1番地 Aichi (JP).  
(72) 発明者; および  
(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 不破直秀 (FUWA, Naohide) [JP/JP]. 金丸昌宣 (KANAMARU, Masanobu) [JP/JP]. 小西正晃 (KONISHI, Masaaki) [JP/JP]. 長内昭憲 (OSANAI, Akinori) [JP/JP]. 渡辺 智 (WATANABE, Satoru) [JP/JP]. 江原雅人 (EHARA, Masato) [JP/JP]; 〒471-8571 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP).  
(74) 代理人: 石田 敬, 外 (ISHIDA, Takashi et al.); 〒105-8423 東京都港区虎ノ門三丁目5番1号 虎ノ門37森ビル 青和特許法律事務所 Tokyo (JP).

[続葉有]

(54) Title: CONTROLLER OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(54) 発明の名称: 内燃機関の制御装置



- 10...DRIVER  
15...FUEL INJECTION NOZZLE  
18...INTAKE PIPE PRESSURE SENSOR  
19...AIR FLOW METER  
20...COOLANT TEMPERATURE SENSOR  
21...INTAKE AIR TEMPERATURE SENSOR

(57) Abstract: A controller of an internal combustion engine having a variable valve system for varying the opening area (valve lift) or a working angle (valve opening period) of at least one of an intake valve and an exhaust valve, wherein a cylinder pressure is calculated based on the opening area or working angle of at least one of the intake valve and exhaust valve varied by the variable valve system, and the internal combustion engine is controlled based on the cylinder pressure, whereby the internal combustion engine can be controlled more appropriately based on not only the cylinder pressure at the time of a peak combustion pressure but also on the cylinder pressure at the other times as in the control using a combustion pressure sensor.

[続葉有]



(81) 指定国 (国内): BR, CA, CN, IN, KR, US.

(84) 指定国 (広域): ヨーロッパ特許 (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, TR).

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

添付公開書類:

— 国際調査報告書

(57) 要約:

吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の開口面積（バルブリフト）又は作用角（開弁期間）を変更するための可変動弁機構を有する機関において、その可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の開口面積又は作用角に基づいて筒内圧を算出し、その筒内圧に基づいて内燃機関を制御する。吸排気弁の開口面積または作用角に基づいて筒内圧を算出することにより、燃烧圧センサを用いた場合のように燃烧圧ピーク時の筒内圧のみならず燃烧圧ピーク時以外の時点の筒内圧にも基づいて内燃機関をより適切に制御することが可能となる。

## 明 細 書

## 内燃機関の制御装置

## 技術分野

本発明は内燃機関の制御装置に関する。

## 背景技術

従来、筒内圧に基づいて内燃機関を制御するようにした内燃機関の制御装置が知られている。この種の内燃機関の制御装置の例としては、例えば特開平 9－5 3 5 0 3 号公報に記載されたものがある。特開平 9－5 3 5 0 3 号公報に記載された内燃機関の制御装置では、筒内圧を検出するための筒内圧センサの出力値に基づいて燃料噴射量、点火時期が算出され、その算出された燃料噴射量、点火時期に基づいて内燃機関が制御されている。

ところが、特開平 9－5 3 5 0 3 号公報に記載された内燃機関の制御装置のように筒内圧センサによって筒内圧が検出される場合、その検出された筒内圧は、燃焼圧がピークとなる時点のものであって、圧縮上死点後 10～15 クランク角度の時点のものになる。従って、特開平 9－5 3 5 0 3 号公報に記載された内燃機関の制御装置によっては、例えば圧縮上死点時の筒内圧のような、燃焼圧ピーク時以外の時点の筒内圧に基づいて内燃機関を制御することができない。その上、例えば可変動弁機構によって吸排気弁の開口面積又は作用角が変更せしめられるのに伴って筒内圧が変化してしまうのを考慮していない特開平 9－5 3 5 0 3 号公報に記載された内燃機関の制御装置によっては、吸排気弁の開口面積又は作用角が変更せしめられる場合に内燃機関を適切に制御することができない。

また従来、気筒内のある部分の温度に基づいて内燃機関を制御するようにした内燃機関の制御装置が知られている。この種の内燃機関の制御装置の例としては、例えば特開平４－８１５７４号公報に記載されたものがある。特開平４－８１５７４号公報に記載された内燃機関の制御装置では、シリンダ壁温を検出するための壁温センサの出力値に基づいて点火時期が算出され、その算出された点火時期に基づいて内燃機関が制御されている。

ところで、上述したように特開平４－８１５７４号公報に記載された内燃機関の制御装置ではシリンダ壁温に基づいて点火時期が算出され、その点火時期に基づいて内燃機関が制御されているものの、シリンダ壁温と筒内ガス温度とではかなりの相違があり、また、適切な点火時期はシリンダ壁温よりも、むしろ筒内ガス温度に基づいて定まるといえる。従って、シリンダ壁温に基づいて点火時期が算出されている特開平４－８１５７４号公報に記載された内燃機関の制御装置によっては、内燃機関を適切に制御することができない。その上、例えば可変動弁機構によって吸排気弁の開口面積又は作用角が変更せしめられるのに伴って筒内ガス温度が変化してしまうのを考慮していない特開平４－８１５７４号公報に記載された内燃機関の制御装置によっては、吸排気弁の開口面積又は作用角が変更せしめられる場合に内燃機関を適切に制御することができない。

また従来、吸気弁及び排気弁の少なくとも一方のための可変動弁機構を具備し、内部ＥＧＲガス割合又は量に基づいて内燃機関を制御するようにした内燃機関の制御装置が知られている。この種の内燃機関の制御装置の例としては、例えば特開平９－２０９８９５号公報に記載されたものがある。特開平９－２０９８９５号公報に記載された内燃機関の制御装置では、吸気弁の開弁期間の長さを変更することなく開閉タイミング（バルブタイミング）をシフトさせる

可変動弁機構が設けられ、内部EGRガス量（内部排気ガス再循環量）、つまり、吸気管内に吹き返された後に再び気筒内に吸入される既燃ガスの量と気筒から排出されることなく気筒内にそのまま残留している既燃ガスの量との和に基づいて点火時期が算出され、その算出された点火時期に基づいて内燃機関が制御されている。

ところが、特開平9-209895号公報に記載された内燃機関の制御装置では、内部EGRガス量を算出する場合に吸排気弁の開閉タイミングのシフト量が考慮されているものの、吸排気弁の開口面積の変更量が考慮されていない。一方で、可変動弁機構にバルブリフト量を変更する機能が設けられ、バルブリフト量を変更することによって吸排気弁の開口面積が変更せしめられる場合には、吸排気弁の開閉タイミングがシフトされなくても、実際の内部EGRガス量はかなり変動する。従って、吸排気弁の開口面積が変更せしめられる場合に、特開平9-209895号公報に記載された内燃機関の制御装置によって吸排気弁の開口面積の変更を考慮することなく内部EGRガス量が算出されてしまうと、算出された内部EGRガス量と実際の内部EGRガス量とがかなり相違してしまう。つまり、例えば可変動弁機構によって吸排気弁の開口面積が変更せしめられるのに伴って内部EGRガス量が変化してしまうのを考慮していない特開平9-209895号公報に記載された内燃機関の制御装置によっては、吸排気弁の開口面積が変更せしめられる場合に内部EGRガス量を正確に算出することができず、内燃機関を適切に制御することができない。

また、特開平9-209895号公報に記載された内燃機関の制御装置では、内部EGRガス量を算出する場合に吸排気弁の開閉タイミングのシフト量が考慮されているものの、吸排気弁の作用角の変更量、つまり、吸排気弁の開弁期間に相当するカムシャフトの回

転角の変更量が考慮されていない。一方で、可変動弁機構に吸排気弁の作用角を変更する機能、つまり、吸排気弁の開弁期間を増減させる機能が設けられ、吸排気弁の作用角が変更せしめられる場合には、吸排気弁の開閉タイミングがシフトされなくても、つまり、バルブリフト量のピークタイミングが変更されなくても、実際の内部EGRガス量はかなり変動する。従って、吸排気弁の作用角が変更せしめられる場合に、特開平9-209895号公報に記載された内燃機関の制御装置によって吸排気弁の作用角の変更を考慮することなく内部EGRガス量が算出されてしまうと、算出された内部EGRガス量と実際の内部EGRガス量とがかなり相違してしまう。つまり、例えば可変動弁機構によって吸排気弁の作用角が変更せしめられるのに伴って内部EGRガス量が変化してしまうのを考慮していない特開平9-209895号公報に記載された内燃機関の制御装置によっては、吸排気弁の作用角が変更せしめられる場合に内部EGRガス量を正確に算出することができず、内燃機関を適切に制御することができない。

また従来、吸気弁及び排気弁の少なくとも一方のための可変動弁機構を具備し、その可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁の開口面積に基づいて筒内乱れの程度を推定し、その筒内乱れの程度に基づいて内燃機関を制御するようにした内燃機関の制御装置が知られている。この種の内燃機関の制御装置の例としては、例えば特開2000-73800号公報に記載されたものがある。特開平2000-73800号公報に記載された内燃機関の制御装置では、可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁の開口面積が減少するに従って筒内乱れの程度が減少すると推定されている。

ところが、特開2000-73800号公報に記載された内燃機関の制御装置では、可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁

の開口面積が減少するに従って筒内乱れの程度が減少すると推定されているものの、現実には、可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁の開口面積が減少するに従って筒内乱れの程度は増加する。従って、特開 2000-73800 号公報に記載された内燃機関の制御装置の場合のように吸気弁の開口面積が減少するに従って筒内乱れの程度が減少すると推定し、その推定された筒内乱れの程度に基づいて内燃機関を制御してしまうと、可変動弁機構によって吸気弁の開口面積が変更せしめられたときに内燃機関が適切に制御されなくなってしまう。

前記問題点に鑑み、本発明は燃焼圧ピーク時の筒内圧のみならず、燃焼圧ピーク時以外の時点の筒内圧にも基づいて内燃機関を制御することができ、吸排気弁の開口面積又は作用角が変更せしめられる場合であっても内燃機関を適切に制御することができる内燃機関の制御装置を提供することを目的とする。

更に本発明はシリンダ壁温に基づいて内燃機関が制御される場合よりも内燃機関を適切に制御し、吸排気弁の開口面積又は作用角が変更せしめられる場合であっても内燃機関を適切に制御することができる内燃機関の制御装置を提供することを目的とする。

更に本発明は吸排気弁の開口面積又は作用角が変更せしめられる場合であっても内部 EGR ガス量を正確に算出し、内燃機関を適切に制御することができる内燃機関の制御装置を提供することを目的とする。

更に本発明は可変動弁機構によって吸気弁の開口面積が変更せしめられた場合であっても筒内乱れの程度を正確に推定し内燃機関を適切に制御することができる内燃機関の制御装置を提供することを目的とする。



## 発明の開示

前記問題点に鑑み、本発明は燃焼圧ピーク時の筒内圧のみならず、燃焼圧ピーク時以外の時点の筒内圧にも基づいて内燃機関を制御することができ、吸排気弁の開口面積又は作用角が変更せしめられる場合であっても内燃機関を適切に制御することができる内燃機関の制御装置を提供することを目的とする。

更に本発明はシリンダ壁温に基づいて内燃機関が制御される場合よりも内燃機関を適切に制御し、吸排気弁の開口面積又は作用角が変更せしめられる場合であっても内燃機関を適切に制御することができる内燃機関の制御装置を提供することを目的とする。

更に本発明は吸排気弁の開口面積又は作用角が変更せしめられる場合であっても内部 EGR ガス量を正確に算出し、内燃機関を適切に制御することができる内燃機関の制御装置を提供することを目的とする。

更に本発明は可変動弁機構によって吸気弁の開口面積が変更せしめられた場合であっても筒内乱れの程度を正確に推定し内燃機関を適切に制御することができる内燃機関の制御装置を提供することを目的とする。

すなわち、本発明の第 1 の態様によれば、筒内圧に基づいて内燃機関を制御するようにした内燃機関の制御装置において、吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の開口面積を変更するための可変動弁機構を具備し、その可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の開口面積に基づいて筒内圧を算出し、その筒内圧に基づいて内燃機関を制御することを特徴とする内燃機関の制御装置が提供される。

すなわち、本発明の第 1 の態様による内燃機関の制御装置では、可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なく

とも一方の開口面積に基づいて筒内圧が算出される。そのため、特開平 9-53503 号公報に記載された内燃機関の制御装置のように筒内圧センサによって筒内圧が検出される場合と異なり、燃焼圧ピーク時の筒内圧のみならず燃焼圧ピーク時以外の時点の筒内圧にも基づいて内燃機関を制御することができる。更に、吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の開口面積に基づいて算出される筒内圧に応じて内燃機関が制御されるため、吸排気弁の開口面積が変更せしめられる場合であっても内燃機関を適切に制御することができる。詳細には例えば、吸気弁の開口面積が増加するに従って、吸気弁の開口面積に基づいて算出される筒内圧が増加し、筒内圧が増加するに従って点火時期が遅角せしめられるように内燃機関が制御される。あるいは、吸気弁の開口面積が増加するに従って、吸気弁の開口面積に基づいて算出される筒内圧が増加し、筒内圧が増加するに従って燃料噴射量が増加せしめられるように内燃機関が制御される。

本発明の第 2 の態様によれば、筒内圧に基づいて内燃機関を制御するようにした内燃機関の制御装置において、吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の作用角を変更するための可変動弁機構を具備し、その可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の作用角に基づいて筒内圧を算出し、その筒内圧に基づいて内燃機関を制御することを特徴とする内燃機関の制御装置が提供される。

本発明の第 2 の態様による内燃機関の制御装置では、可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の作用角に基づいて筒内圧が算出される。そのため、特開平 9-53503 号公報に記載された内燃機関の制御装置のように筒内圧センサによって筒内圧が検出される場合と異なり、燃焼圧ピーク時の筒内圧のみならず燃焼圧ピーク時以外の時点の筒内圧にも基づいて内

燃機関を制御することができる。更に、吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の作用角に基づいて算出される筒内圧に応じて内燃機関が制御されるため、吸排気弁の作用角が変更せしめられる場合であっても内燃機関を適切に制御することができる。詳細には例えば、吸気下死点以降に吸気弁が全閉する場合には、吸気弁の作用角が減少するに従って、吸気弁の作用角に基づいて算出される筒内圧が増加し、筒内圧が増加するに従って点火時期が遅角せしめられるように内燃機関が制御される。また、吸気下死点以前に吸気弁が全閉する場合には、吸気弁の作用角が増加するに従って、吸気弁の作用角に基づいて算出される筒内圧が増加し、筒内圧が増加するに従って点火時期が遅角せしめられるように内燃機関が制御される。あるいは、吸気弁の作用角が減少するに従って、吸気弁の作用角に基づいて算出される筒内圧が増加し、筒内圧が増加するに従って燃料噴射量が増加せしめられるように内燃機関が制御される。

本発明の第３の態様によれば、吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の開口面積及び作用角を変更するための可変動弁機構を具備し、その可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の開口面積及び作用角に基づいて筒内圧を算出し、その筒内圧に基づいて内燃機関を制御することを特徴とする内燃機関の制御装置が提供される。

本発明の第３の態様における内燃機関の制御装置では、可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の開口面積及び作用角に基づいて筒内圧が算出され、その筒内圧に基づいて内燃機関が制御される。そのため、吸排気弁の作用角に基づくことなく吸排気弁の開口面積のみに基づいて筒内圧が算出される場合や、吸排気弁の開口面積に基づくことなく吸排気弁の作用角のみに基づいて筒内圧が算出される場合よりも、筒内圧を正確に算

出し、内燃機関を適切に制御することができる。

本発明の第４の態様によれば、気筒内のある部分の温度に基づいて内燃機関を制御するようにした内燃機関の制御装置において、吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の開口面積を変更するための可変動弁機構を具備し、その可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の開口面積に基づいて筒内ガス温度を算出し、その筒内ガス温度に基づいて内燃機関を制御することを特徴とする内燃機関の制御装置が提供される。

本発明の第４の態様による内燃機関の制御装置では、可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の開口面積に基づいて筒内ガス温度が算出され、その筒内ガス温度に基づいて内燃機関が制御される。そのため、特開平４－８１５７４号公報に記載された内燃機関の制御装置のようにシリンダ壁温に基づいて内燃機関が制御される場合よりも内燃機関を適切に制御することができる。更に、吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の開口面積に基づいて算出される筒内ガス温度に応じて内燃機関が制御されるため、吸排気弁の開口面積が変更せしめられる場合であっても内燃機関を適切に制御することができる。詳細には例えば、吸気弁の開口面積が増加するに従って、吸気弁の開口面積に基づいて算出される筒内ガス温度が高くなり、筒内ガス温度が高くなるに従って点火時期が遅角せしめられるように内燃機関が制御される。

本発明の第５の態様によれば、気筒内のある部分の温度に基づいて内燃機関を制御するようにした内燃機関の制御装置において、吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の作用角を変更するための可変動弁機構を具備し、その可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の作用角に基づいて筒内ガス温度を算出し、その筒内ガス温度に基づいて内燃機関を制御することを特

徴とする内燃機関の制御装置が提供される。

本発明の第 5 の態様による内燃機関の制御装置では、可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の作用角に基づいて筒内ガス温度が算出され、その筒内ガス温度に基づいて内燃機関が制御される。そのため、特開平 4-81574 号公報に記載された内燃機関の制御装置のようにシリンダ壁温に基づいて内燃機関が制御される場合よりも内燃機関を適切に制御することができる。更に、吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の作用角に基づいて算出される筒内ガス温度に応じて内燃機関が制御されるため、吸排気弁の作用角が変更せしめられる場合であっても内燃機関を適切に制御することができる。詳細には例えば、吸気下死点以降に吸気弁が全閉する場合には、吸気弁の作用角が増加するに従って、吸気弁の作用角に基づいて算出される筒内ガス温度が高くなり、筒内ガス温度が高くなるに従って点火時期が遅角せしめられるように内燃機関が制御される。また、吸気下死点以前に吸気弁が全閉する場合には、吸気弁の作用角が減少するに従って、吸気弁の作用角に基づいて算出される筒内ガス温度が高くなり、筒内ガス温度が高くなるに従って点火時期が遅角せしめられるように内燃機関が制御される。

本発明の第 6 の態様によれば、吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の開口面積及び作用角を変更するための可変動弁機構を具備し、その可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の開口面積及び作用角に基づいて筒内ガス温度を算出し、その筒内ガス温度に基づいて内燃機関を制御することを特徴とする内燃機関の制御装置が提供される。

本発明の第 6 の態様による内燃機関の制御装置では、可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の

開口面積及び作用角に基づいて筒内ガス温度が算出され、その筒内ガス温度に基づいて内燃機関が制御される。そのため、吸排気弁の作用角に基づくことなく吸排気弁の開口面積のみに基づいて筒内ガス温度が算出される場合や、吸排気弁の開口面積に基づくことなく吸排気弁の作用角のみに基づいて筒内ガス温度が算出される場合よりも筒内ガス温度を正確に算出し、内燃機関を適切に制御することができる。

本発明の第 7 の態様によれば、吸気弁及び排気弁の少なくとも一方のための可変動弁機構を具備し、内部 E G R ガス割合又は量に基づいて内燃機関を制御するようにした内燃機関の制御装置において、可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の開口面積に基づいて内部 E G R ガス割合又は量を算出し、その内部 E G R ガス割合又は量に基づいて内燃機関を制御することを特徴とする内燃機関の制御装置が提供される。

本発明の第 7 の態様による内燃機関の制御装置では、可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の開口面積に基づいて内部 E G R ガス割合又は量が算出され、その内部 E G R ガス割合又は量に基づいて内燃機関が制御される。そのため、特開平 9 - 2 0 9 8 9 5 号公報に記載された内燃機関の制御装置のように可変動弁機構による吸排気弁の開口面積の変更を考慮することなく内部 E G R ガス割合又は量が算出される場合よりも、内部 E G R ガス割合又は量を正確に算出し、内燃機関を適切に制御することができる。つまり、吸排気弁の開口面積が変更せしめられる場合であっても内部 E G R ガス量を正確に算出し、内燃機関を適切に制御することができる。詳細には例えば、吸気弁の開口面積が増加するに従って、吸気弁の開口面積に基づいて算出される内部 E G R ガス割合又は量が増加し、内部 E G R ガス割合又は量が増加する

に従って点火時期が進角せしめられるように内燃機関が制御される

本発明の第 8 の態様によれば、吸気弁及び排気弁の少なくとも一方のための可変動弁機構を具備し、内部 E G R ガス割合又は量に基づいて内燃機関を制御するようにした内燃機関の制御装置において、可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の作用角に基づいて内部 E G R ガス割合又は量を算出し、その内部 E G R ガス割合又は量に基づいて内燃機関を制御することを特徴とする内燃機関の制御装置が提供される。

本発明の第 8 の態様による内燃機関の制御装置では、可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の作用角に基づいて内部 E G R ガス割合又は量が算出され、その内部 E G R ガス割合又は量に基づいて内燃機関が制御される。そのため、特開平 9 - 2 0 9 8 9 5 号公報に記載された内燃機関の制御装置のように可変動弁機構による吸排気弁の作用角の変更を考慮することなく内部 E G R ガス割合又は量が算出される場合よりも、内部 E G R ガス割合又は量を正確に算出し、内燃機関を適切に制御することができる。つまり、吸排気弁の作用角が変更せしめられる場合であっても内部 E G R ガス量を正確に算出し、内燃機関を適切に制御することができる。詳細には例えば、吸気弁の作用角が増加するに従って、吸気弁の作用角に基づいて算出される内部 E G R ガス割合又は量が増加し、内部 E G R ガス割合又は量が増加するに従って点火時期が進角せしめられるように内燃機関が制御される。

本発明の第 9 の態様によれば、可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の開口面積及び作用角に基づいて内部 E G R ガス割合又は量を算出し、その内部 E G R ガス割合又は量に基づいて内燃機関を制御することを特徴とする内燃機関の制御装置が提供される。

本発明の第 9 の態様による内燃機関の制御装置では、可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の開口面積及び作用角に基づいて内部 E G R ガス割合又は量が算出され、その内部 E G R ガス割合又は量に基づいて内燃機関が制御される。そのため、吸排気弁の作用角に基づくことなく吸排気弁の開口面積のみに基づいて内部 E G R ガス割合又は量が算出される場合や、吸排気弁の開口面積に基づくことなく吸排気弁の作用角のみに基づいて内部 E G R ガス割合又は量が算出される場合よりも、内部 E G R ガス割合又は量を正確に算出し、内燃機関を適切に制御することができる。

本発明の第 10 の態様によれば、吸気弁及び排気弁の少なくとも一方のための可変動弁機構を具備し、その可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁の開口面積に基づいて筒内乱れの程度を推定し、その筒内乱れの程度に基づいて内燃機関を制御するようにした内燃機関の制御装置において、可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁の開口面積が減少するに従って筒内乱れの程度が増加すると推定し、その推定された筒内乱れの程度に基づいて内燃機関を制御することを特徴とする内燃機関の制御装置が提供される。

本発明の第 10 の態様による内燃機関の制御装置では、可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁の開口面積が減少するに従って筒内乱れの程度が増加すると推定され、その推定された筒内乱れの程度に基づいて内燃機関が制御される。そのため、吸気弁の開口面積が減少するに従って筒内乱れの程度が減少すると推定され、その推定された筒内乱れの程度に基づいて内燃機関が制御される特開 2000-73800 号公報に記載された内燃機関の制御装置と異なり、可変動弁機構によって吸気弁の開口面積が変更せしめられた場合であっても筒内乱れの程度を正確に推定し内燃機関を適切に制



御することができる。詳細には例えば、吸気弁の開口面積が減少するに従って、吸気弁の開口面積に基づいて推定される筒内乱れの程度が増加し、筒内乱れの程度が増加するに従って点火時期が遅角せしめられるように内燃機関が制御される。

#### 図面の簡単な説明

図 1 は本発明の内燃機関の制御装置の第一の実施形態の概略構成図、図 2 は図 1 に示した内燃機関の制御装置の吸気系等の詳細図、図 3 は図 1 に示した吸気弁用カム及びカムシャフトの詳細図、図 4 は図 1 に示したバルブリフト量変更装置等の詳細図、図 5 はバルブリフト量変更装置が作動されるのに伴って吸気弁のバルブリフト量が増加する様子を示した図、図 6 は図 1 に示した開閉タイミングシフト装置等の詳細図、図 7 は開閉タイミングシフト装置が作動されるのに伴って吸気弁の開閉タイミングがシフトする様子を示した図である。

図 8 は第一の実施形態における点火時期算出方法を示したフローチャート、図 9 は圧縮上死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLb}$  とバルブリフト量  $L_T$  と吸気管内の圧力  $P_M$  との関係を示した図、図 10 は圧縮上死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLb}$  と作用角  $V_A$  と吸気管内の圧力  $P_M$  との関係を示した図、図 11 は圧縮上死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLb}$  と作用角  $V_A$  と吸気管内の圧力  $P_M$  との関係を示した図、図 12 は圧縮上死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLb}$  と開閉タイミング（位相） $V_T$  と吸気管内の圧力  $P_M$  との関係を示した図、図 13 は圧縮上死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLb}$  と開閉タイミング（位相） $V_T$  と吸気管内の圧力  $P_M$  との関係を示した図、図 14 は圧縮上死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLb}$  と機関回転数  $N_E$  との関係を示した図、図 15 は点火時期  $S_A$  と圧縮上死点時筒内圧

力  $P_{CYL}$  と 1 回転当たり気筒内に吸入される吸入空気量  $G_N$  との関係を示した図、図 16 は点火時期  $S_A$  と機関回転数  $N_E$  との関係を示した図である。

図 17 は第二の実施形態における燃料噴射量算出方法を示したフローチャート、図 18 は吸気下死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYL IN b}$  とバルブリフト量  $L_T$  と吸気管内の圧力  $P_M$  との関係を示した図、図 19 は吸気下死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYL IN b}$  と作用角  $V_A$  と吸気管内の圧力  $P_M$  との関係を示した図、図 20 は吸気下死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYL IN b}$  と開閉タイミング（位相） $V_T$  と吸気管内の圧力  $P_M$  との関係を示した図、図 21 は吸気下死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYL IN b}$  と機関回転数  $N_E$  との関係を示した図、図 22 は燃料噴射量  $Q_{INJ}$  と吸気下死点時筒内圧力  $P_{CYL IN}$  と開閉タイミング（位相、バルブオーバーラップ） $V_T$  との関係を示した図である。

図 23 は第三の実施形態における点火時期算出方法を示したフローチャート、図 24 は圧縮上死点時筒内ガス温度標準状態  $T_{CYL b}$  とバルブリフト量  $L_T$  と開閉タイミング（位相） $V_T$  との関係を示した図、図 25 は圧縮上死点時筒内ガス温度標準状態  $T_{CYL b}$  とバルブリフト量  $L_T$  と開閉タイミング（位相） $V_T$  との関係を示した図、図 26 は圧縮上死点時筒内ガス温度標準状態  $T_{CYL b}$  とバルブリフト量  $L_T$  と作用角  $V_A$  との関係を示した図、図 27 は圧縮上死点時筒内ガス温度標準状態  $T_{CYL b}$  とバルブリフト量  $L_T$  と作用角  $V_A$  との関係を示した図、図 28 は圧縮上死点時筒内ガス温度標準状態  $T_{CYL b}$  と吸気管内の圧力  $P_M$  との関係を示した図、図 29 は圧縮上死点時筒内ガス温度標準状態  $T_{CYL b}$  と機関回転数  $N_E$  との関係を示した図、図 30 は受熱補正值  $K_{TWALL}$  と、シリンダ壁温  $T_{wall}$  と圧縮上死点時筒内ガス温度標準状態  $T$

CYL b との差分と、機関回転数 NE との関係を示した図、図 3 1 は吸入空気温度変化補正值 K T I N と機関冷却水温 T w と吸入空気量 G a との関係を示した図、図 3 2 は内部 E G R ガス温度変化補正值 K T E G R と内部 E G R ガス割合との関係を示した図、図 3 3 は内部 E G R ガス温度変化補正值 K T E G R と前回の点火時期と前回の 1 回転当たりの燃焼ガス量との関係を示した図、図 3 4 は内部 E G R ガス温度変化補正值 K T E G R と前回の空燃比との関係を示した図、図 3 5 は点火時期 S A と圧縮上死点時筒内ガス温度 T C Y L と 1 回転当たりの吸入空気量 G N との関係を示した図である。

図 3 6 は第四の実施形態における点火時期算出方法を示したフローチャート、図 3 7 は内部 E G R ガス割合標準状態定常値 K E G R b とバルブリフト量 L T と開閉タイミング（位相） V T との関係を示した図、図 3 8 は内部 E G R ガス割合標準状態定常値 K E G R b と作用角 V A と開閉タイミング（位相） V T との関係を示した図、図 3 9 は内部 E G R ガス割合標準状態定常値 K E G R b と吸気管内の圧力 P M との関係を示した図、図 4 0 は内部 E G R ガス割合標準状態定常値 K E G R b と機関回転数 NE との関係を示した図、図 4 1 は大気圧補正係数 K P A と大気圧との関係を示した図、図 4 2 は背圧と機関回転数 NE と 1 回転当たりの吸入空気量 G N との関係を示した図、図 4 3 は内部 E G R ガス割合を補正するための背圧補正係数と背圧との関係を示した図、図 4 4 は吹き返しガス量と吸気弁 2 の平均的な開口面積（バルブオーバーラップ期間中における吸気弁の開口面積の平均値）と吸気弁 2 の平均的な前後差圧（バルブオーバーラップ期間中における筒内圧と吸気管内の圧力との差分の平均値）との関係を示した図、図 4 5 は内部 E G R ガス割合定常値 K E G R S T と吹き返しガス量との関係を示した図、図 4 6 は前回の内部 E G R ガス割合の影響度（ $= 1 - \text{前回からの変化割合 } K E G R S M$

）と前回の内部EGRガス割合 $KEGRO$ と吸気管内の圧力 $PM$ との関係を示した図、図47は点火時期 $SA$ と内部EGRガス割合 $KEGR$ と1回転当たりの吸入空気量 $GN$ との関係を示した図、図48は点火時期 $SA$ と機関回転数 $NE$ との関係を示した図である。

図49は第五の実施形態における点火時期算出方法を示したフローチャート、図50は筒内乱れ $CYLTRB$ とバルブリフト量 $LT$ と開閉タイミング（位相） $VT$ との関係を示した図、図51は筒内乱れ $CYLTRB$ と作用角 $VA$ と開閉タイミング（位相） $VT$ との関係を示した図、図52は筒内乱れ $CYLTRB$ と吸気管内の圧力 $PM$ との関係を示した図、図53は筒内乱れ $CYLTRB$ と機関回転数 $NE$ との関係を示した図、図54は点火時期 $SA$ と筒内乱れ $CYLTRB$ と1回転当たりの吸入空気量 $GN$ との関係を示した図、図55は点火時期 $SA$ と機関回転数 $NE$ との関係を示した図である。

図56は第六の実施形態におけるカム制御方法を示したフローチャート、図57はアクセル開度と機関回転数と選択すべきカムとの関係を示した図、図58はカム切換え遅れと機関回転数と冷却水温との関係を示した図、図59はカム切換え遅れと油圧との関係を示した図、図60はカムを切換えるための指示が出される時期と実際にカムが切換わる時期との関係等を示した図、図61は第六の実施形態における燃料噴射量算出方法を示したフローチャート、図62は応答補正係数とカムの種類と機関回転数と1回転当たりの吸入空気量 $GN$ との関係を示した図、図63は燃料噴射量と1回転当たりの吸入空気量との関係を示した図、図64は第六の実施形態における点火時期算出ルーチンを示したフローチャート、図65は点火時期とカムの種類と機関回転数と1回転当たりの吸入空気量 $GN$ との関係を示した図である。

発明を実施するための最良の形態

以下、添付図面を用いて本発明の実施形態について説明する。

図1は本発明の内燃機関の制御装置の第一の実施形態の概略構成図、図2は図1に示した内燃機関の制御装置の吸気系等の詳細図である。図1及び図2において、1は内燃機関、2は吸気弁、3は排気弁、4は吸気弁を開閉させるためのカム、5は排気弁を開閉させるためのカム、6は吸気弁用カム4を担持しているカムシャフト、7は排気弁用カム5を担持しているカムシャフトである。図3は図1に示した吸気弁用カム及びカムシャフトの詳細図である。図3に示すように、本実施形態のカム4のカムプロファイルは、カムシャフト中心軸線の変化している。つまり、本実施形態のカム4は、図3の左端のノーズ高さが右端のノーズ高さよりも大きくなっている。すなわち、本実施形態の吸気弁2のバルブリフト量は、バルブリフタがカム4の左端と接しているときよりも、バルブリフタがカム4の右端と接しているときの方が小さくなる。

図1及び図2の説明に戻り、8は気筒内に形成された燃焼室、9はバルブリフト量を変更するために吸気弁2に対してカム4をカムシャフト中心軸線の変化させるためのバルブリフト量変更装置である。つまり、バルブリフト量変更装置9を作動することにより、カム4の左端（図3）においてカム4とバルブリフタとを接触させたり、カム4の右端（図3）においてカム4とバルブリフタとを接触させたりすることができる。バルブリフト量変更装置9によって吸気弁2のバルブリフト量が変更されると、それに伴って、吸気弁2の開口面積が変更されることになる。本実施形態の吸気弁2では、バルブリフト量が増加されるに従って吸気弁2の開口面積が増加するようになっている。10はバルブリフト量変更装置9を駆動するためのドライバ、11は吸気弁2の開弁期間を変更すること

なく吸気弁の開閉タイミングをシフトさせるための開閉タイミングシフト装置である。つまり、開閉タイミングシフト装置 11 を作動することにより、吸気弁 2 の開閉タイミングを進角側にシフトさせたり、遅角側にシフトさせたりすることができる。12 は開閉タイミングシフト装置 11 を作動するための油圧を制御するオイルコントロールバルブである。尚、本実施形態における可変動弁機構には、バルブリフト量変更装置 9 及び開閉タイミングシフト装置 11 の両者が含まれることになる。

13 はクランクシャフト、14 はオイルパン、15 は燃料噴射弁、16 は吸気弁 2 のバルブリフト量及び開閉タイミングシフト量を検出するためのセンサ、17 は機関回転数を検出するためのセンサである。18 は気筒内に吸入空気を供給する吸気管内の圧力を検出するための吸気管圧センサ、19 はエアフローメータ、20 は内燃機関冷却水の温度を検出するための冷却水温センサ、21 は気筒内に供給される吸入空気の吸気管内における温度を検出するための吸入空気温センサ、22 は ECU（電子制御装置）である。50 はシリンダ、51、52 は吸気管、53 はサージタンク、54 は排気管、55 は点火栓である。

図 4 は図 1 に示したバルブリフト量変更装置等の詳細図である。図 4 において、30 は吸気弁用カムシャフト 6 に連結された磁性体、31 は磁性体 30 を左側に付勢するためのコイル、32 は磁性体 30 を右側に付勢するための圧縮ばねである。コイル 31 に対する通電量が増加されるに従って、カム 4 及びカムシャフト 6 が左側に移動する量が増加し、吸気弁 2 のバルブリフト量が減少せしめられることになる。

図 5 はバルブリフト量変更装置が作動されるのに伴って吸気弁のバルブリフト量が増加する様子を示した図である。図 5 に示すよう

に、コイル 31 に対する通電量が減少されるに従って、吸気弁 2 のバルブリフト量が増加せしめられる（実線→破線→一点鎖線）。また本実施形態では、バルブリフト量変更装置 9 が作動されるのに伴って、吸気弁 2 の開弁期間も変更せしめられる。つまり、吸気弁 2 の作用角も変更せしめられる。詳細には、吸気弁 2 のバルブリフト量が増加せしめられるのに伴って、吸気弁 2 の作用角が増加せしめられる（実線→破線→一点鎖線）。更に本実施形態では、バルブリフト量変更装置 9 が作動されるのに伴って、吸気弁 2 のバルブリフト量がピークとなるタイミングも変更せしめられる。詳細には、吸気弁 2 のバルブリフト量が増加せしめられるのに伴って、吸気弁 2 のバルブリフト量がピークとなるタイミングが遅角せしめられる（実線→破線→一点鎖線）。

図 6 は図 1 に示した開閉タイミングシフト装置等の詳細図である。図 6 において、40 は吸気弁 2 の開閉タイミングを進角側にシフトさせるための進角側油路、41 は吸気弁 2 の開閉タイミングを遅角側にシフトさせるための遅角側油路、42 はオイルポンプである。進角側油路 40 内の油圧が増加されるに従い、吸気弁 2 の開閉タイミングが進角側にシフトせしめられる。つまり、クランクシャフト 13 に対するカムシャフト 6 の回転位相が進角せしめられる。一方、遅角側油路 41 の油圧が増加されるに従い、吸気弁 2 の開閉タイミングが遅角側にシフトせしめられる。つまり、クランクシャフト 13 に対するカムシャフト 6 の回転位相が遅角せしめられる。

図 7 は開閉タイミングシフト装置が作動されるのに伴って吸気弁の開閉タイミングがシフトする様子を示した図である。図 7 に示すように、進角側油路 40 内の油圧が増加されるに従って吸気弁 2 の開閉タイミングが進角側にシフトされる（実線→破線→一点鎖線）。このとき、吸気弁 2 の開弁期間は変更されない、つまり、吸気弁

2 が開弁している期間の長さは変更されない。

上述したようにバルブリフト量変更装置 9 及び開閉タイミングシフト装置 11 によって吸気弁 2 のバルブリフト量、作用角、開閉タイミング（位相）が変更せしめられると、それに伴って筒内圧が変化する。筒内圧が変化するにもかかわらず一律に所定のタイミングで点火が行われてしまうと、最適な点火時期からずれてしまい、内燃機関を適切に制御することができない。従って、最適なタイミングで点火を行い、内燃機関を適切に制御するためには、吸気弁 2 のバルブリフト量、作用角、開閉タイミング（位相）の変更に伴って変化する筒内圧を正確に算出することが必要になる。

図 8 は本実施形態における点火時期算出方法を示したフローチャートである。このルーチンは所定時間間隔で実行される。図 8 に示すように、このルーチンが開始されると、まずステップ 100 において機関始動時であるか否かが判断される。YES のときには、燃料増量が行われる機関始動時には筒内圧を正確に算出し、それに基づいて点火時期を決定する必要がないと判断し、このルーチンを終了する。一方、NO のときにはステップ 101 に進む。ステップ 101 では、吸気弁 2 のバルブリフト量  $L_T$ 、作用角  $V_A$ 、開閉タイミング  $V_T$ 、吸気管内の圧力  $P_M$ 、機関回転数  $N_E$  に基づいて圧縮上死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLb}$  が算出される。

図 9 は圧縮上死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLb}$  とバルブリフト量  $L_T$  と吸気管内の圧力  $P_M$  との関係を示した図である。図 9 に示すように、ステップ 101 において算出される圧縮上死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLb}$  は、バルブリフト量  $L_T$  が大きくなるに従って高くなり、また、吸気管内の圧力  $P_M$  が高くなるに従って高くなる。図 10 は圧縮上死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLb}$  と作用角  $V_A$  と吸気管内の圧力  $P_M$  との関係を示した図である。図 10 に示す



ように、ステップ 101 において算出される圧縮上死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLb}$  は、吸気下死点以降に吸気弁 2 が全閉する場合、作用角  $V_A$  が小さくなるに従って高くなる。図 11 は圧縮上死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLb}$  と作用角  $V_A$  と吸気管内の圧力  $P_M$  との関係を示した図である。図 11 に示すように、ステップ 101 において算出される圧縮上死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLb}$  は、吸気下死点以前に吸気弁 2 が全閉する場合、作用角  $V_A$  が大きくなるに従って高くなる。

図 12 は圧縮上死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLb}$  と開閉タイミング（位相） $V_T$  と吸気管内の圧力  $P_M$  との関係を示した図である。図 12 に示すように、ステップ 101 において算出される圧縮上死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLb}$  は、吸気下死点以降に吸気弁 2 が全閉する場合、開閉タイミング（位相） $V_T$  が進角せしめられるに従って高くなる。図 13 は圧縮上死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLb}$  と開閉タイミング（位相） $V_T$  と吸気管内の圧力  $P_M$  との関係を示した図である。図 13 に示すように、ステップ 101 において算出される圧縮上死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLb}$  は、吸気下死点以前に吸気弁 2 が全閉する場合、開閉タイミング（位相） $V_T$  が遅角せしめられるに従って高くなる。図 14 は圧縮上死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLb}$  と機関回転数  $N_E$  との関係を示した図である。図 14 に示すように、ステップ 101 において算出される圧縮上死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLb}$  は、機関回転数  $N_E$  が中速のときにピークとなる。

図 8 の説明に戻り、次いでステップ 102 では、現在の機関運転条件に基づいて圧縮上死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLb}$  から圧縮上死点時筒内圧力  $P_{CYL}$  が算出される。次いでステップ 103 では、圧縮上死点時筒内圧力  $P_{CYL}$  と、機関回転数  $N_E$  と、1 回転

当たり気筒内に吸入される吸入空気量  $G_N$ 、つまり、一回の吸気行程において気筒内に吸入される吸入空気量  $G_N$  とに基づいて点火時期  $S_A$  が算出される。図 15 は点火時期  $S_A$  と圧縮上死点時筒内圧力  $P_{CYL}$  と 1 回転当たり気筒内に吸入される吸入空気量  $G_N$  との関係を示した図である。図 15 に示すように、ステップ 103 において算出される点火時期  $S_A$  は、圧縮上死点時筒内圧力  $P_{CYL}$  が高くなるに従って遅角せしめられ、1 回転当たり気筒内に吸入される吸入空気量  $G_N$  が多くなるに従って遅角せしめられる。図 16 は点火時期  $S_A$  と機関回転数  $N_E$  との関係を示した図である。図 16 に示すように、ステップ 103 において算出される点火時期  $S_A$  は、機関回転数  $N_E$  が高くなるに従って進角せしめられる。

上述したように本実施形態では、図 8 のステップ 101 及びステップ 102 において、筒内圧（圧縮上死点時筒内圧力  $P_{CYL}$ ）が、可変動弁機構としてのバルブリフト量変更装置 9 によってバルブリフト量  $L_T$  が変更されるのに伴って変更せしめられる吸気弁 2 の開口面積に基づいて算出され、その筒内圧に基づいて内燃機関が制御される。従って本実施形態によれば、特開平 9-53503 号公報に記載された内燃機関の制御装置のように筒内圧センサによって筒内圧が検出される場合と異なり、燃焼圧ピーク時の筒内圧のみならず燃焼圧ピーク時以外の時点の筒内圧にも基づいて内燃機関を制御することができる。更に、吸気弁 2 の開口面積が変更せしめられる場合であっても内燃機関を適切に制御することができる。詳細には、図 9 に示したように吸気弁 2 の開口面積が増加するに従って、吸気弁の開口面積に基づいて算出される筒内圧が増加し、図 15 に示したように筒内圧が増加するに従って点火時期  $S_A$  が遅角せしめられるように内燃機関が制御される。

更に本実施形態では、図 8 のステップ 101 及びステップ 102

において、筒内圧（圧縮上死点時筒内圧力  $P_{CYL}$ ）が、可変動弁機構としてのバルブリフト量変更装置 9 によって変更せしめられる吸気弁 2 の作用角  $V_A$  に基づいて算出され、その筒内圧に基づいて内燃機関が制御される。従って本実施形態によれば、特開平 9-53503 号公報に記載された内燃機関の制御装置のように筒内圧センサによって筒内圧が検出される場合と異なり、燃焼圧ピーク時の筒内圧のみならず燃焼圧ピーク時以外の時点の筒内圧にも基づいて内燃機関を制御することができる。更に、吸気弁 2 の作用角  $V_A$  が変更せしめられる場合であっても内燃機関を適切に制御することができる。詳細には、図 10 に示したように吸気下死点以降に吸気弁 2 が全閉する場合には、吸気弁 2 の作用角  $V_A$  が減少するに従って、吸気弁 2 の作用角  $V_A$  に基づいて算出される筒内圧が増加し、図 15 に示したように筒内圧が増加するに従って点火時期  $S_A$  が遅角せしめられるように内燃機関が制御される。また、図 11 に示したように吸気下死点以前に吸気弁 2 が全閉する場合には、吸気弁 2 の作用角  $V_A$  が増加するに従って、吸気弁 2 の作用角  $V_A$  に基づいて算出される筒内圧が増加し、図 15 に示したように筒内圧が増加するに従って点火時期  $S_A$  が遅角せしめられるように内燃機関が制御される。

また本実施形態では、図 8 のステップ 101 及びステップ 102 において、筒内圧（圧縮上死点時筒内圧力  $P_{CYL}$ ）が、可変動弁機構としてのバルブリフト量変更装置 9 によって変更せしめられる吸気弁 2 の開口面積及び作用角  $V_A$  の両方に基づいて算出され、その筒内圧に基づいて内燃機関が制御される。従って本実施形態によれば、吸気弁 2 の作用角  $V_A$  に基づくことなく吸気弁 2 の開口面積のみに基づいて筒内圧が算出される場合や、吸気弁 2 の開口面積に基づくことなく吸気弁 2 の作用角  $V_A$  のみに基づいて筒内圧が算出

される場合よりも、筒内圧を正確に算出し、内燃機関を適切に制御することができる。

また本実施形態では、図 8 のステップ 101 及びステップ 102 において、筒内圧（圧縮上死点時筒内圧力  $P_{CYL}$ ）が、吸気弁 2 の開閉タイミング（位相） $V_T$ 、吸気管内の圧力  $P_M$ 、及び機関回転数  $N_E$  に基づいて算出され、その筒内圧に基づいて内燃機関が制御される。従って本実施形態によれば、吸気弁 2 の開閉タイミング（位相） $V_T$ 、吸気管内の圧力  $P_M$ 、及び機関回転数  $N_E$  に基づいて筒内圧が算出されない場合よりも筒内圧を正確に算出し、内燃機関を適切に制御することができる。

尚、本実施形態では吸気弁の開口面積等に基づいて筒内圧を算出し、その筒内圧に基づいて内燃機関が制御されているが、他の実施形態では、排気弁の開口面積等に基づいて筒内圧を算出し、その筒内圧に基づいて内燃機関を制御することも可能である。つまり、本発明は、吸気弁のみならず排気弁にも適用可能である。

以下、本発明の内燃機関の制御装置の第二の実施形態について説明する。本実施形態の構成は図 1 ～図 7 に示した第一の実施形態の構成とほぼ同様である。本実施形態においても、バルブリフト量変更装置 9 及び開閉タイミングシフト装置 11 によって吸気弁 2 のバルブリフト量、作用角、開閉タイミング（位相）が変更せしめられると、それに伴って筒内圧が変化する。筒内圧が変化するにもかかわらず一律に燃料噴射量が定められてしまうと、実際の空燃比が目標空燃比からずれてしまい、内燃機関を適切に制御することができない。従って、最適な燃料噴射量を算出し、内燃機関を適切に制御するためには、吸気弁 2 のバルブリフト量、作用角、開閉タイミング（位相）の変更に伴って変化する筒内圧を正確に算出することが必要になる。

図 17 は本実施形態における燃料噴射量算出方法を示したフローチャートである。このルーチンは所定時間間隔で実行される。図 17 に示すように、このルーチンが開始されると、まずステップ 200 において機関始動時であるか否かが判断される。YES のときには、燃料増量が行われる機関始動時には燃料噴射量が筒内圧とは無関係に定まるため、燃料噴射量を決定するために筒内圧を正確に算出する必要がないと判断し、このルーチンを終了する。一方、NO のときにはステップ 201 に進む。ステップ 201 では、吸気弁 2 のバルブリフト量  $L_T$ 、作用角  $V_A$ 、開閉タイミング  $V_T$ 、吸気管内の圧力  $P_M$ 、機関回転数  $N_E$  に基づいて吸気下死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLINb}$  が算出される。

図 18 は吸気下死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLINb}$  とバルブリフト量  $L_T$  と吸気管内の圧力  $P_M$  との関係を示した図である。図 18 に示すように、ステップ 201 において算出される吸気下死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLINb}$  は、バルブリフト量  $L_T$  が大きくなるに従って高くなり、また、吸気管内の圧力  $P_M$  が高くなるに従って高くなる。図 19 は吸気下死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLINb}$  と作用角  $V_A$  と吸気管内の圧力  $P_M$  との関係を示した図である。図 19 に示すように、ステップ 201 において算出される吸気下死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLINb}$  は、作用角  $V_A$  が小さくなるに従って高くなる。

図 20 は吸気下死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLINb}$  と開閉タイミング（位相） $V_T$  と吸気管内の圧力  $P_M$  との関係を示した図である。図 20 に示すように、ステップ 201 において算出される吸気下死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLINb}$  は、開閉タイミング（位相） $V_T$  が進角せしめられるに従って高くなる。図 21 は吸気下死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLINb}$  と機関回転数  $N_E$  との関係

を示した図である。図 2 1 に示すように、ステップ 2 0 1 において算出される吸気下死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLINb}$  は、機関回転数  $N_E$  が中速のときにピークとなる。

図 1 7 の説明に戻り、次いでステップ 2 0 2 では、現在の機関運転条件に基づいて吸気下死点時筒内圧力標準状態  $P_{CYLINb}$  から吸気下死点時筒内圧力  $P_{CYLIN}$  が算出される。次いでステップ 2 0 3 では、吸気下死点時筒内圧力  $P_{CYLIN}$  と開閉タイミング（位相、バルブオーバーラップ） $V_T$  とに基づいて燃料噴射量  $Q_{INJ}$  が算出される。図 2 2 は燃料噴射量  $Q_{INJ}$  と吸気下死点時筒内圧力  $P_{CYLIN}$  と開閉タイミング（位相、バルブオーバーラップ） $V_T$  との関係を示した図である。図 2 2 に示すように、ステップ 2 0 3 において算出される燃料噴射量  $Q_{INJ}$  は、吸気下死点時筒内圧力  $P_{CYLIN}$  が高くなるに従って増加せしめられ、開閉タイミング（位相） $V_T$  が遅角されるに従って、つまり、吸気弁 2 と排気弁 3 とのバルブオーバーラップ期間が減少されるに従って増加せしめられる。

上述したように本実施形態では、図 1 7 のステップ 2 0 1 及びステップ 2 0 2 において、筒内圧（吸気下死点時筒内圧力  $P_{CYLIN}$ ）が、可変動弁機構としてのバルブリフト量変更装置 9 によってバルブリフト量  $L_T$  が変更されるのに伴って変更せしめられる吸気弁 2 の開口面積に基づいて算出され、その筒内圧に基づいて内燃機関が制御される。従って本実施形態によれば、特開平 9 - 5 3 5 0 3 号公報に記載された内燃機関の制御装置のように筒内圧センサによって筒内圧が検出される場合と異なり、燃焼圧ピーク時の筒内圧のみならず燃焼圧ピーク時以外の時点の筒内圧にも基づいて内燃機関を制御することができる。更に、吸気弁 2 の開口面積が変更せしめられる場合であっても内燃機関を適切に制御することができる。

詳細には、図 1 8 に示したように吸気弁 2 の開口面積が増加するに従って、吸気弁の開口面積に基づいて算出される筒内圧が増加し、図 2 2 に示したように筒内圧が増加するに従って燃料噴射量  $Q_{INJ}$  が増加せしめられるように内燃機関が制御される。

更に本実施形態では、図 1 7 のステップ 2 0 1 及びステップ 2 0 2 において、筒内圧（吸気下死点時筒内圧力  $P_{CYLIN}$ ）が、可変動弁機構としてのバルブリフト量変更装置 9 によって変更せしめられる吸気弁 2 の作用角  $V_A$  に基づいて算出され、その筒内圧に基づいて内燃機関が制御される。従って本実施形態によれば、特開平 9-53503 号公報に記載された内燃機関の制御装置のように筒内圧センサによって筒内圧が検出される場合と異なり、燃焼圧ピーク時の筒内圧のみならず燃焼圧ピーク時以外の時点の筒内圧にも基づいて内燃機関を制御することができる。更に、吸気弁 2 の作用角  $V_A$  が変更せしめられる場合であっても内燃機関を適切に制御することができる。詳細には、図 1 9 に示したように吸気弁 2 の作用角  $V_A$  が減少するに従って、吸気弁 2 の作用角  $V_A$  に基づいて算出される筒内圧が増加し、図 2 2 に示したように筒内圧が増加するに従って燃料噴射量  $Q_{INJ}$  が増加せしめられるように内燃機関が制御される。

また本実施形態では、図 1 7 のステップ 2 0 1 及びステップ 2 0 2 において、筒内圧（吸気下死点時筒内圧力  $P_{CYLIN}$ ）が、可変動弁機構としてのバルブリフト量変更装置 9 によって変更せしめられる吸気弁 2 の開口面積及び作用角  $V_A$  の両方に基づいて算出され、その筒内圧に基づいて内燃機関が制御される。従って本実施形態によれば、吸気弁 2 の作用角  $V_A$  に基づくことなく吸気弁 2 の開口面積のみに基づいて筒内圧が算出される場合や、吸気弁 2 の開口面積に基づくことなく吸気弁 2 の作用角  $V_A$  のみに基づいて筒内圧

が算出される場合よりも、筒内圧を正確に算出し、内燃機関を適切に制御することができる。

また本実施形態では、図 17 のステップ 201 及びステップ 202 において、筒内圧（吸気下死点時筒内圧力  $P_{CYLIN}$ ）が、吸気弁 2 の開閉タイミング（位相） $V_T$ 、吸気管内の圧力  $P_M$ 、及び機関回転数  $N_E$  に基づいて算出され、その筒内圧に基づいて内燃機関が制御される。従って本実施形態によれば、吸気弁 2 の開閉タイミング（位相） $V_T$ 、吸気管内の圧力  $P_M$ 、及び機関回転数  $N_E$  に基づいて筒内圧が算出されない場合よりも筒内圧を正確に算出し、内燃機関を適切に制御することができる。

尚、本実施形態では吸気弁の開口面積等に基づいて筒内圧を算出し、その筒内圧に基づいて内燃機関が制御されているが、他の実施形態では、排気弁の開口面積等に基づいて筒内圧を算出し、その筒内圧に基づいて内燃機関を制御することも可能である。つまり、本発明は、吸気弁のみならず排気弁にも適用可能である。

以下、本発明の内燃機関の制御装置の第三の実施形態について説明する。本実施形態の構成は図 1 ～図 7 に示した第一の実施形態の構成とほぼ同様である。バルブリフト量変更装置 9 及び開閉タイミングシフト装置 11 によって吸気弁 2 のバルブリフト量、作用角、開閉タイミング（位相）が変更せしめられると、それに伴って筒内ガス温度が変化する。筒内ガス温度が変化するにもかかわらず一律に所定のタイミングで点火が行われてしまうと、最適な点火時期からずれてしまい、内燃機関を適切に制御することができない。従って、最適なタイミングで点火を行い、内燃機関を適切に制御するためには、吸気弁 2 のバルブリフト量、作用角、開閉タイミング（位相）の変更に伴って変化する筒内ガス温度を正確に算出することが必要になる。



図 2 3 は本実施形態における点火時期算出方法を示したフローチャートである。このルーチンは所定時間間隔で実行される。図 2 3 に示すように、このルーチンが開始されると、まずステップ 3 0 0 において機関始動時であるか否かが判断される。Y E S のときには、燃料増量が行われる機関始動時には筒内ガス温度を正確に算出し、それに基づいて点火時期を決定する必要がないと判断し、このルーチンを終了する。一方、N O のときにはステップ 3 0 1 に進む。ステップ 3 0 1 では、吸気弁 2 のバルブリフト量 L T、作用角 V A、開閉タイミング V T、吸気管内の圧力 P M、機関回転数 N E に基づいて圧縮上死点時筒内ガス温度標準状態 T C Y L b が算出される。

図 2 4 は圧縮上死点時筒内ガス温度標準状態 T C Y L b とバルブリフト量 L T と開閉タイミング（位相） V T との関係を示した図である。図 2 4 に示すように、ステップ 3 0 1 において算出される圧縮上死点時筒内ガス温度標準状態 T C Y L b は、吸気下死点以降に吸気弁 2 が全閉する場合、バルブリフト量 L T が大きくなるに従って高くなり、また、開閉タイミング（位相） V T が進角されるに従って高くなる。図 2 5 に示すように、ステップ 3 0 1 において算出される圧縮上死点時筒内ガス温度標準状態 T C Y L b は、吸気下死点以前に吸気弁 2 が全閉する場合、バルブリフト量 L T が大きくなるに従って高くなり、また、開閉タイミング（位相） V T が遅角されるに従って高くなる。図 2 6 は圧縮上死点時筒内ガス温度標準状態 T C Y L b とバルブリフト量 L T と作用角 V A との関係を示した図である。図 2 6 に示すように、ステップ 3 0 1 において算出される圧縮上死点時筒内ガス温度標準状態 T C Y L b は、吸気下死点以降に吸気弁 2 が全閉する場合、作用角 V A が大きくなるに従って高くなる。図 2 7 は圧縮上死点時筒内ガス温度標準状態 T C Y L b と

バルブリフト量  $L T$  と作用角  $V A$  との関係を示した図である。図 27 に示すように、ステップ 301 において算出される圧縮上死点時筒内ガス温度標準状態  $T C Y L b$  は、吸気下死点以前に吸気弁 2 が全閉する場合、作用角  $V A$  が小さくなるに従って高くなる。

図 28 は圧縮上死点時筒内ガス温度標準状態  $T C Y L b$  と吸気管内の圧力  $P M$  との関係を示した図である。図 28 に示すように、ステップ 301 において算出される圧縮上死点時筒内ガス温度標準状態  $T C Y L b$  は、吸気管内の圧力  $P M$  が高くなるに従って高くなる。図 29 に示すように、ステップ 301 において算出される圧縮上死点時筒内ガス温度標準状態  $T C Y L b$  は、機関回転数  $N E$  が中速のときにピークとなる。

図 23 の説明に戻り、次いでステップ 302 では、シリンダ壁温  $T w a l l$  に基づく受熱補正值  $K T W A L L$  が算出される。シリンダ壁温  $T w a l l$  は下記の式に基づいて推定される。

$$T w a l l = (K 1 \times G a (i) - T w (i) - T w a l l (i - 1)) \times K 2 + T w a l l (i)$$

ここで、 $K 1$  は燃焼補正係数、 $K 2$  は応答係数、 $G a$  はエアフローメータ 19 の出力値に基づいて算出された吸入空気量、 $T w$  は機関冷却水温、 $i$  は図 23 に示すルーチンが今回実行されているときの値、 $i - 1$  は図 23 に示すルーチンが前回実行されたときの値である。燃焼補正係数  $K 1$  は、燃料噴射弁 15 から噴射された燃料が燃焼している時には正の値になり、燃料カットが行われ、燃料が燃焼していないモータリング時には負の値になる。図 30 は、受熱補正值  $K T W A L L$  と、シリンダ壁温  $T w a l l$  と圧縮上死点時筒内ガス温度標準状態  $T C Y L b$  との差分と、機関回転数  $N E$  との関係を示した図である。図 30 に示すように、受熱補正值  $K T W A L L$  は、圧縮上死点時筒内ガス温度標準状態  $T C Y L b$  よりもシリンダ

壁温  $T_{wall}$  が高くなるに従って大きくなり、また、機関回転数  $N_E$  が低くなるに従って大きくなる。

図 23 の説明に戻り、次いでステップ 303 では、気筒内に吸入される吸入空気温に基づく吸入空気温変化補正值  $K_{TIN}$  が算出される。図 31 は吸入空気温変化補正值  $K_{TIN}$  と機関冷却水温  $T_w$  と吸入空気量  $G_a$  との関係を示した図である。図 31 に示すように、吸入空気温変化補正值  $K_{TIN}$  は、機関冷却水温  $T_w$  が高くなるに従って大きくなり、また、吸入空気量  $G_a$  が少なくなるに従って大きくなる。

図 23 の説明に戻り、次いでステップ 304 では、気筒内における内部 EGR ガス割合に基づく内部 EGR ガス温度変化補正值  $K_{TEGR}$  が算出される。図 32 は内部 EGR ガス温度変化補正值  $K_{TEGR}$  と内部 EGR ガス割合との関係を示した図である。図 32 に示すように、内部 EGR ガス温度変化補正值  $K_{TEGR}$  は内部 EGR ガス割合が高くなるに従って大きくなる。本実施形態の変形例では、内部 EGR ガス量に基づいて内部 EGR ガス温度変化補正值  $K_{TEGR}$  を算出することも可能である。その場合、内部 EGR ガス温度変化補正值  $K_{TEGR}$  は内部 EGR ガス量が多くなるに従って大きくなる。本実施形態の他の変形例では、前回の点火時期と前回の 1 回転当たりの燃焼ガス量とに基づいて内部 EGR ガス温度変化補正值  $K_{TEGR}$  を算出することも可能である。図 33 は内部 EGR ガス温度変化補正值  $K_{TEGR}$  と前回の点火時期と前回の 1 回転当たりの燃焼ガス量との関係を示した図である。図 33 に示すように、内部 EGR ガス温度変化補正值  $K_{TEGR}$  は、前回の点火時期が遅角されるに従って大きくなり、また、前回の 1 回転当たりの燃焼ガス量が多くなるに従って大きくなる。本実施形態の更に他の変形例では、前回の空燃比に基づいて内部 EGR ガス温度変化補正值

KTEGRを算出することも可能である。図34は内部EGRガス温度変化補正值KTEGRと前回の空燃比との関係を示した図である。図34に示すように、内部EGRガス温度変化補正值KTEGRは、ストイキよりもややリッチの空燃比においてピークとなり、それよりもリッチになってもリーンになっても小さくなる。

図23の説明に戻り、次いでステップ305では、ステップ301において算出された圧縮上死点時筒内ガス温度標準状態TCYLbと、ステップ302において算出された受熱補正值KTWALLと、ステップ303において算出された吸入空気温度変化補正值KTIINと、ステップ304において算出された内部EGRガス温度変化補正值KTEGRとに基づいて圧縮上死点時筒内ガス温度TCYLが算出される ( $TCYL \leftarrow TCYLb \times KTWALL \times KTIIN \times KTEGR$ )。次いでステップ306では、圧縮上死点時筒内ガス温度TCYLと1回転当たりの吸入空気量GNと機関回転数NEとに基づいて点火時期SAが算出される。図35は点火時期SAと圧縮上死点時筒内ガス温度TCYLと1回転当たりの吸入空気量GNとの関係を示した図である。図35に示すように、ステップ306において算出される点火時期SAは、圧縮上死点時筒内ガス温度TCYLが高くなるに従って遅角せしめられ、1回転当たりの吸入空気量GNが多くなるに従って遅角せしめられる。また図16に示したように、ステップ306において算出される点火時期SAは、機関回転数NEが高くなるに従って進角せしめられる。

上述したように本実施形態では、図23のステップ301及びステップ305において、筒内ガス温度（圧縮上死点時筒内ガス温度TCYL）が、可変動弁機構としてのバルブリフト量変更装置9によってバルブリフト量LTが変更されるのに伴って変更せしめられる吸気弁2の開口面積に基づいて算出され、その筒内ガス温度に基

づいて内燃機関が制御される。従って本実施形態によれば、特開平 4-81574 号公報に記載された内燃機関の制御装置のようにシリンダ壁温に基づいて内燃機関が制御される場合よりも内燃機関を適切に制御することができる。更に、吸気弁 2 の開口面積が変更せしめられる場合であっても内燃機関を適切に制御することができる。詳細には、図 24 及び図 25 に示したように吸気弁 2 の開口面積が増加するに従って、吸気弁の開口面積に基づいて算出される筒内ガス温度が高くなり、図 35 に示したように筒内ガス温度が高くなるに従って点火時期 SA が遅角せしめられるように内燃機関が制御される。

更に本実施形態では、図 23 のステップ 301 及びステップ 305 において、筒内ガス温度（圧縮上死点時筒内ガス温度 TCYL）が、可変動弁機構としてのバルブリフト量変更装置 9 によって変更せしめられる吸気弁 2 の作用角 VA に基づいて算出され、その筒内ガス温度に基づいて内燃機関が制御される。従って本実施形態によれば、特開平 4-81574 号公報に記載された内燃機関の制御装置のようにシリンダ壁温に基づいて内燃機関が制御される場合よりも内燃機関を適切に制御することができる。更に、吸気弁 2 の作用角 VA が変更せしめられる場合であっても内燃機関を適切に制御することができる。詳細には、図 26 に示したように吸気下死点以降に吸気弁 2 が全閉する場合、吸気弁 2 の作用角 VA が増加するに従って、吸気弁 2 の作用角 VA に基づいて算出される筒内ガス温度が高くなり、図 35 に示したように筒内ガス温度が高くなるに従って点火時期 SA が遅角せしめられるように内燃機関が制御される。また、図 27 に示したように吸気下死点以前に吸気弁 2 が全閉する場合、吸気弁 2 の作用角 VA が減少するに従って、吸気弁 2 の作用角 VA に基づいて算出される筒内ガス温度が高くなり、図 35 に示し

たように筒内ガス温度が高くなるに従って点火時期  $SA$  が遅角せしめられるように内燃機関が制御される。

また本実施形態では、図 23 のステップ 301 及びステップ 305 において、筒内ガス温度（圧縮上死点時筒内ガス温度  $TCYL$ ）が、可変動弁機構としてのバルブリフト量変更装置 9 によって変更せしめられる吸気弁 2 の開口面積及び作用角  $VA$  の両方に基づいて算出され、その筒内ガス温度に基づいて内燃機関が制御される。従って本実施形態によれば、吸気弁 2 の作用角  $VA$  に基づくことなく吸気弁 2 の開口面積のみに基づいて筒内ガス温度が算出される場合や、吸気弁 2 の開口面積に基づくことなく吸気弁 2 の作用角  $VA$  のみに基づいて筒内ガス温度が算出される場合よりも、筒内ガス温度を正確に算出し、内燃機関を適切に制御することができる。

また本実施形態では、図 23 のステップ 301 及びステップ 305 において、筒内ガス温度（圧縮上死点時筒内ガス温度  $TCYL$ ）が、吸気弁 2 の開閉タイミング（位相） $VT$ 、吸気管内の圧力  $PM$ 、及び機関回転数  $NE$  に基づいて算出され、その筒内ガス温度に基づいて内燃機関が制御される。従って本実施形態によれば、吸気弁 2 の開閉タイミング（位相） $VT$ 、吸気管内の圧力  $PM$ 、及び機関回転数  $NE$  に基づいて筒内ガス温度が算出されない場合よりも筒内ガス温度を正確に算出し、内燃機関を適切に制御することができる。

また本実施形態では、図 23 のステップ 302 においてシリンダ壁温  $T_{wall}$  及び機関回転数  $NE$  に基づいて筒内ガス温度が補正され、ステップ 303 において吸入空気量  $G_a$  に基づいて筒内ガス温度が補正され、更に、ステップ 304 において内部  $EGR$  ガス量（内部  $EGR$  ガス割合）、つまり、その影響を受けて変化する内部  $EGR$  ガス温度に基づいて筒内ガス温度が補正される。従って本実

施形態によれば、それらに基づいて筒内ガス温度が補正されない場合よりも内燃機関を適切に制御することができる。

尚、本実施形態では吸気弁の開口面積等に基づいて筒内ガス温度を算出し、その筒内ガス温度に基づいて内燃機関が制御されているが、他の実施形態では、排気弁の開口面積等に基づいて筒内ガス温度を算出し、その筒内ガス温度に基づいて内燃機関を制御することも可能である。つまり、本発明は、吸気弁のみならず排気弁にも適用可能である。

以下、本発明の内燃機関の制御装置の第四の実施形態について説明する。本実施形態の構成は図1～図7に示した第一の実施形態の構成とほぼ同様である。バルブリフト量変更装置9及び開閉タイミングシフト装置11によって吸気弁2のバルブリフト量、作用角、開閉タイミング（位相）が変更せしめられると、それに伴って気筒内における内部EGRガス割合が変化する。内部EGRガス割合が変化するにもかかわらず一律に所定のタイミングで点火が行われてしまうと、最適な点火時期からずれてしまい、内燃機関を適切に制御することができない。従って、最適なタイミングで点火を行い、内燃機関を適切に制御するためには、吸気弁2のバルブリフト量、作用角、開閉タイミング（位相）の変更に伴って変化する内部EGRガス割合を正確に算出することが必要になる。

図36は本実施形態における点火時期算出方法を示したフローチャートである。このルーチンは所定時間間隔で実行される。図36に示すように、このルーチンが開始されると、まずステップ400において機関始動時であるか否かが判断される。YESのときには、燃料増量が行われる機関始動時には内部EGRガス割合を正確に算出し、それに基づいて点火時期を決定する必要がないと判断し、このルーチンを終了する。一方、NOのときにはステップ401に

進む。ステップ 401 では、吸気弁 2 のバルブリフト量  $L_T$ 、作用角  $V_A$ 、開閉タイミング  $V_T$ 、吸気管内の圧力  $P_M$ 、機関回転数  $N_E$  に基づいて内部 EGR ガス割合標準状態定常値  $KEGR_b$  が算出される。

図 37 は内部 EGR ガス割合標準状態定常値  $KEGR_b$  とバルブリフト量  $L_T$  と開閉タイミング（位相） $V_T$  との関係を示した図である。図 37 に示すように、ステップ 401 において算出される内部 EGR ガス割合標準状態定常値  $KEGR_b$  は、バルブリフト量  $L_T$  が大きくなるに従って大きくなり、また、開閉タイミング（位相） $V_T$  が進角されるに従って大きくなる。図 38 は内部 EGR ガス割合標準状態定常値  $KEGR_b$  と作用角  $V_A$  と開閉タイミング（位相） $V_T$  との関係を示した図である。図 38 に示すように、ステップ 401 において算出される内部 EGR ガス割合標準状態定常値  $KEGR_b$  は、作用角  $V_A$  が大きくなるに従って大きくなる。

図 39 は内部 EGR ガス割合標準状態定常値  $KEGR_b$  と吸気管内の圧力  $P_M$  との関係を示した図である。図 39 に示すように、ステップ 401 において算出される内部 EGR ガス割合標準状態定常値  $KEGR_b$  は、吸気管内の圧力  $P_M$  が高くなるに従って小さくなる。図 40 に示すように、ステップ 401 において算出される内部 EGR ガス割合標準状態定常値  $KEGR_b$  は、機関回転数  $N_E$  が高くなるに従って小さくなる。

図 36 の説明に戻り、次いでステップ 402 では、内部 EGR ガス割合標準状態定常値  $KEGR_b$  と大気圧補正係数  $KPA$  とに基づいて内部 EGR ガス割合定常値  $KEGR_{ST}$  が算出される（ $KEGR_{ST} \leftarrow KEGR_b \times KPA$ ）。つまり、内部 EGR ガス割合が大気圧を考慮して補正される。図 41 は大気圧補正係数  $KPA$  と大気圧との関係を示した図である。図 41 に示すように、大気圧補正係



数 $KPA$ は大気圧が高くなるに従って大きくなる。すなわち、内部 $EGR$ ガス割合は大気圧が高くなるほど高くなる。本実施形態の変形例では、図41に示したように大気圧に基づいて補正係数 $KPA$ を算出する代わりに、背圧に基づいて補正係数を算出し、その補正係数に基づいて内部 $EGR$ ガス割合を補正することも可能である。図42は背圧と機関回転数 $NE$ と1回転当たりの吸入空気量 $GN$ との関係を示した図である。図42に示すように、背圧は、機関回転数 $NE$ が高くなるに従って高くなり、また、1回転当たりの吸入空気量 $GN$ が多くなるに従って高くなる。図43は内部 $EGR$ ガス割合を補正するための背圧補正係数と背圧との関係を示した図である。図43に示すように、背圧補正係数は背圧が高くなるに従って大きくなる。すなわち、内部 $EGR$ ガス割合は背圧が高くなるほど高くなる。

また本実施形態の変形例では、図36のステップ402の次の不図示のステップにおいて、吸気管内に吹き返された後に再び気筒内に吸入される既燃ガスの量（以下、「吹き返しガス量」という）に基づいて内部 $EGR$ ガス割合定常値 $KEGRST$ を補正することも可能である。図44は吹き返しガス量と吸気弁2の平均的な開口面積（バルブオーバーラップ期間中における吸気弁の開口面積の平均値）と吸気弁2の平均的な前後差圧（バルブオーバーラップ期間中における筒内圧と吸気管内の圧力との差分の平均値）との関係を示した図である。図44に示すように、吹き返しガス量は、吸気弁2の開口面積が大きくなるに従って多くなり、また、吸気弁の前後差圧が大きくなるに従って、つまり、筒内圧が吸気管内の圧力よりも高くなるに従って多くなる。図45は内部 $EGR$ ガス割合定常値 $KEGRST$ と吹き返しガス量との関係を示した図である。図45に示すように、内部 $EGR$ ガス割合定常値 $KEGRST$ は吹き返しガス量

が多くなるに従って大きくなる。つまり、内部 E G R ガス割合定常値 K E G R S T は、吸気弁 2 の開口面積が大きくなるに従って大きくなり、また、筒内圧が吸気管内の圧力よりも高くなるに従って大きくなる。この変形例によれば、可変動弁機構によって変更せしめられるバルブオーバーラップ期間中の吸気弁 2 の開口面積と、バルブオーバーラップ期間中における吸気弁 2 の下流側の圧力（筒内圧）及び上流側の圧力（吸気管内の圧力）とに基づいて内部 E G R ガス割合が算出され、その内部 E G R ガス割合に基づいて内燃機関が制御されるため、可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁 2 の開口面積のみに基づいて内部 E G R ガス割合が算出され、バルブオーバーラップ期間中における吸気弁の下流側の圧力及び上流側の圧力に基づいて内部 E G R ガス割合が算出されない場合よりも、内部 E G R ガス割合を正確に算出し、内燃機関を適切に制御することができる。

また、この変形例の更なる変形例では、バルブオーバーラップ期間中における吸気弁の開口面積の平均値及びバルブオーバーラップ期間中における筒内圧と吸気管内の圧力との差分の平均値の代わりに、バルブオーバーラップ期間中における所定時間毎の開口面積及びバルブオーバーラップ期間中における所定時間毎の筒内圧（吸気弁 2 の下流側の圧力）と吸気管内の圧力（吸気弁 2 の上流側の圧力）との差分に基づいて瞬時内部 E G R ガス割合を算出し、その瞬時内部 E G R ガス割合を積算することにより得られた内部 E G R ガス割合に基づいて内燃機関を制御することも可能である。この変形例によれば、バルブオーバーラップ期間中における吸気弁 2 の開口面積やバルブオーバーラップ期間中における吸気弁の上流側の圧力及び下流側の圧力の変化が大きい場合であっても、内部 E G R ガス割合を正確に算出し、内燃機関を適切に制御することができる。

図 3 6 の説明に戻り、次いでステップ 4 0 3 では、前回の内部 E G R ガス割合  $K E G R O$  と吸気管内の圧力  $P M$  とに基づいて前回からの変化割合  $K E G R S M$  が算出される。図 4 6 は前回の内部 E G R ガス割合の影響度 ( $= 1 - \text{前回からの変化割合 } K E G R S M$ ) と前回の内部 E G R ガス割合  $K E G R O$  と吸気管内の圧力  $P M$  との関係を示した図である。図 4 6 に示すように、前回の内部 E G R ガス割合の影響度は、前回の内部 E G R ガス割合  $K E G R O$  が小さくなるに従って小さくなり、また、吸気管内の圧力  $P M$  が高くなるに従って小さくなる。つまり、前回からの変化割合  $K E G R S M$  は、前回の内部 E G R ガス割合  $K E G R O$  が小さくなるに従って大きくなり、また、吸気管内の圧力  $P M$  が高くなるに従って大きくなる。

図 3 6 の説明に戻り、次いでステップ 4 0 4 では、内部 E G R ガス割合定常値  $K E G R S T$  と前回の内部 E G R ガス割合  $K E G R O$  ( $= \text{前回このルーチンが実行されたときにステップ 4 0 4 において算出された内部 E G R ガス割合 } K E G R$ ) と前回からの変化割合  $K E G R S M$  とに基づいて内部 E G R ガス割合  $K E G R$  が算出される ( $K E G R \leftarrow (K E G R S T - K E G R O) \times K E G R S M + K E G R O$ )。次いでステップ 4 0 5 では、内部 E G R ガス割合  $K E G R$  と 1 回転当たりの吸入空気量  $G N$  と機関回転数  $N E$  とに基づいて点火時期  $S A$  が算出される。図 4 7 に示すように、ステップ 4 0 5 において算出される点火時期  $S A$  は、内部 E G R ガス割合  $K E G R$  が高くなるに従って進角せしめられ、1 回転当たりの吸入空気量  $G N$  が少なくなるに従って進角せしめられる。図 4 8 は点火時期  $S A$  と機関回転数  $N E$  との関係を示した図である。図 4 8 に示したように、ステップ 4 0 5 において算出される点火時期  $S A$  は、機関回転数  $N E$  が高くなるに従って進角せしめられる。

上述したように本実施形態では、図 3 6 のステップ 4 0 1 及びス

ステップ 404 において、内部 EGR ガス割合が、可変動弁機構としてのバルブリフト量変更装置 9 によってバルブリフト量  $L_T$  が変更されるのに伴って変更せしめられる吸気弁 2 の開口面積に基づいて算出され、その内部 EGR ガス割合に基づいて内燃機関が制御される。従って本実施形態によれば、特開平 9-209895 号公報に記載された内燃機関の制御装置のように可変動弁機構による吸気弁 2 の開口面積の変更を考慮することなく内部 EGR ガス割合が算出される場合よりも、内部 EGR ガス割合を正確に算出し、内燃機関を適切に制御することができる。つまり、吸気弁 2 の開口面積が変更せしめられる場合であっても内部 EGR ガス割合を正確に算出し、内燃機関を適切に制御することができる。詳細には、図 37 に示したように吸気弁 2 の開口面積が増加するに従って、吸気弁の開口面積に基づいて算出される内部 EGR ガス割合が高くなり、図 47 に示したように内部 EGR ガス割合が高くなるに従って点火時期  $S_A$  が進角せしめられるように内燃機関が制御される。

更に本実施形態では、図 36 のステップ 401 及びステップ 404 において、内部 EGR ガス割合が、可変動弁機構としてのバルブリフト量変更装置 9 によって変更せしめられる吸気弁 2 の作用角  $V_A$  に基づいて算出され、その内部 EGR ガス割合に基づいて内燃機関が制御される。従って本実施形態によれば、特開平 9-209895 号公報に記載された内燃機関の制御装置のように可変動弁機構による吸気弁 2 の作用角  $V_A$  の変更を考慮することなく内部 EGR ガス割合が算出される場合よりも、内部 EGR ガス割合を正確に算出し、内燃機関を適切に制御することができる。つまり、吸気弁 2 の作用角  $V_A$  が変更せしめられる場合であっても内部 EGR ガス割合を正確に算出し、内燃機関を適切に制御することができる。詳細には、図 38 に示したように吸気弁 2 の作用角  $V_A$  が増加するに従

って、吸気弁の作用角に基づいて算出される内部EGRガス割合が高くなり、図47に示したように内部EGRガス割合が高くなるに従って点火時期SAが進角せしめられるように内燃機関が制御される。

また本実施形態では、図36のステップ401及びステップ404において、内部EGRガス割合が、可変動弁機構としてのバルブリフト量変更装置9によって変更せしめられる吸気弁2の開口面積及び作用角VAの両方に基づいて算出され、その内部EGRガス割合に基づいて内燃機関が制御される。従って本実施形態によれば、吸気弁2の作用角VAに基づくことなく吸気弁2の開口面積のみに基づいて内部EGRガス割合が算出される場合や、吸気弁2の開口面積に基づくことなく吸気弁2の作用角VAのみに基づいて内部EGRガス割合が算出される場合よりも、内部EGRガス割合を正確に算出し、内燃機関を適切に制御することができる。

また本実施形態では、図36のステップ401及びステップ404において、内部EGRガス割合が、吸気弁2の開閉タイミング（位相）VT、吸気管内の圧力PM、及び機関回転数NEに基づいて算出され、その内部EGRガス割合に基づいて内燃機関が制御される。従って本実施形態によれば、吸気弁2の開閉タイミング（位相）VT、吸気管内の圧力PM、及び機関回転数NEに基づいて内部EGRガス割合が算出されない場合よりも内部EGRガス割合を正確に算出し、内燃機関を適切に制御することができる。

また本実施形態では、図36のステップ402において大気圧に基づいて内部EGRガス割合が補正され、ステップ402の変形例において排気管内の圧力、つまり、背圧に基づいて内部EGRガス割合が補正され、更に、ステップ404において前回のルーチンで算出した内部EGRガス割合KEGROに基づいて内部EGRガス

割合が補正される。従って本実施形態によれば、それらに基づいて内部EGRガス割合が補正されない場合よりも内燃機関を適切に制御することができる。

上述した実施形態及びその変形例では、内部EGRガス割合が算出され、それに基づいて内燃機関が制御されているが、その代わりに、上述した方法と同様の方法によって内部EGRガスを算出し、それに基づいて内燃機関を制御することも可能である。すなわち、上述した図における曲線の傾きの傾向は、内部EGRガス割合を用いる場合と内部EGRガスを量を用いる場合とで同様になる。

尚、本実施形態及びその変形例では吸気弁の開口面積等に基づいて内部EGRガス割合又は量を算出し、その内部EGRガス割合又は量に基づいて内燃機関が制御されているが、他の実施形態では、排気弁の開口面積等に基づいて内部EGRガス割合又は量を算出し、その内部EGRガス割合又は量に基づいて内燃機関を制御することも可能である。つまり、本発明は、吸気弁のみならず排気弁にも適用可能である。

以下、本発明の内燃機関の制御装置の第五の実施形態について説明する。本実施形態の構成は図1～図7に示した第一の実施形態の構成とほぼ同様である。バルブリフト量変更装置9及び開閉タイミングシフト装置11によって吸気弁2のバルブリフト量、作用角、開閉タイミング（位相）が変更せしめられると、それに伴って筒内乱れの程度が変化する。筒内乱れの程度が変化するにもかかわらず一律に所定のタイミングで点火が行われてしまうと、最適な点火時期からずれてしまい、内燃機関を適切に制御することができない。従って、最適なタイミングで点火を行い、内燃機関を適切に制御するためには、吸気弁2のバルブリフト量、作用角、開閉タイミング（位相）の変更に伴って変化する筒内乱れの程度を正確に算出する

ことが必要になる。

図 49 は本実施形態における点火時期算出方法を示したフローチャートである。このルーチンは所定時間間隔で実行される。図 49 に示すように、このルーチンが開始されると、まずステップ 500 において機関始動時であるか否かが判断される。YES のときには、燃料増量が行われる機関始動時には筒内乱れを正確に算出し、それに基づいて点火時期を決定する必要がないと判断し、このルーチンを終了する。一方、NO のときにはステップ 501 に進む。ステップ 501 では、吸気弁 2 のバルブリフト量  $L_T$ 、作用角  $V_A$ 、開閉タイミング  $V_T$ 、吸気管内の圧力  $P_M$ 、機関回転数  $N_E$  に基づいて筒内乱れ  $CYL TRB$  が算出される。図 50 は筒内乱れ  $CYL TRB$  とバルブリフト量  $L_T$  と開閉タイミング（位相） $V_T$  との関係を示した図である。図 50 に示すように、ステップ 501 において算出される筒内乱れ  $CYL TRB$  は、バルブリフト量  $L_T$  が小さくなるに従って大きくなり、また、開閉タイミング（位相、吸気弁 2 の開弁時期） $V_T$  が遅角されるに従って大きくなる。図 51 は筒内乱れ  $CYL TRB$  と作用角  $V_A$  と開閉タイミング（位相） $V_T$  との関係を示した図である。図 51 に示すように、ステップ 501 において算出される筒内乱れ  $CYL TRB$  は、作用角  $V_A$  が小さくなるに従って大きくなる。

図 52 は筒内乱れ  $CYL TRB$  と吸気管内の圧力  $P_M$  との関係を示した図である。図 52 に示すように、ステップ 501 において算出される筒内乱れ  $CYL TRB$  は、吸気管内の圧力  $P_M$  が高くなるに従って小さくなる。図 53 は筒内乱れ  $CYL TRB$  と機関回転数  $N_E$  との関係を示した図である。図 53 に示すように、ステップ 501 において算出される筒内乱れ  $CYL TRB$  は、機関回転数  $N_E$  が高くなるに従って大きくなる。

図 4 9 の説明に戻り、次いでステップ 5 0 2 では、筒内乱れ  $CYLTRB$  と 1 回転当たりの吸入空気量  $GN$  と機関回転数  $NE$  とに基づいて点火時期  $SA$  が算出される。図 5 4 は点火時期  $SA$  と筒内乱れ  $CYLTRB$  と 1 回転当たりの吸入空気量  $GN$  との関係を示した図である。図 5 4 に示すように、ステップ 5 0 2 において算出される点火時期  $SA$  は、筒内乱れ  $CYLTRB$  が大きくなるに従って遅角せしめられ、1 回転当たりの吸入空気量  $GN$  が多くなるに従って遅角せしめられる。図 5 5 は点火時期  $SA$  と機関回転数  $NE$  との関係を示した図である。図 5 5 に示したように、ステップ 5 0 2 において算出される点火時期  $SA$  は、機関回転数  $NE$  が高くなるに従って進角せしめられる。

上述したように本実施形態では、図 4 9 のステップ 5 0 1 において、筒内乱れ  $CYLTRB$  が、可変動弁機構としてのバルブリフト量変更装置 9 によってバルブリフト量  $LT$  が変更されるのに伴って変更せしめられる吸気弁 2 の開口面積に基づいて算出され、その筒内乱れ  $CYLTRB$  に基づいて内燃機関が制御される。従って本実施形態によれば、特開 2 0 0 0 - 7 3 8 0 0 号公報に記載された内燃機関の制御装置のように可変動弁機構による吸気弁 2 の開口面積の変更を考慮することなく筒内乱れ  $CYLTRB$  が算出される場合よりも、筒内乱れ  $CYLTRB$  を正確に算出し、内燃機関を適切に制御することができる。つまり、吸気弁 2 の開口面積が変更せしめられる場合であっても筒内乱れ  $CYLTRB$  を正確に算出し、内燃機関を適切に制御することができる。詳細には、図 5 0 に示したように吸気弁 2 の開口面積が減少するに従って、吸気弁の開口面積に基づいて算出される筒内乱れ  $CYLTRB$  が大きくなり、図 5 4 に示したように筒内乱れ  $CYLTRB$  が大きくなるに従って点火時期  $SA$  が遅角せしめられるように内燃機関が制御される。



更に本実施形態では、図 49 のステップ 501 において、筒内乱れ CYLTRB が、吸気弁 2 の作用角 VA、吸気弁 2 の開閉タイミング（位相）VT、吸気管内の圧力 PM、及び機関回転数 NE に基づいて算出され、その筒内乱れ CYLTRB に基づいて内燃機関が制御される。従って本実施形態によれば、吸気弁 2 の作用角 VA、吸気弁 2 の開閉タイミング（位相）VT、吸気管内の圧力 PM、及び機関回転数 NE に基づいて筒内乱れ CYLTRB が算出されない場合よりも筒内乱れ CYLTRB を正確に算出し、内燃機関を適切に制御することができる。尚、本実施形態及びその変形例では吸気弁の開口面積等に基づいて筒内乱れを算出し、その筒内乱れに基づいて内燃機関が制御されているが、他の実施形態では、排気弁の開口面積等に基づいて筒内乱れを算出し、その筒内乱れに基づいて内燃機関を制御することも可能である。つまり、本発明は、吸気弁のみならず排気弁にも適用可能である。

以下、本発明の内燃機関の制御装置の第六の実施形態について説明する。本実施形態の構成は、後述する点を除いて図 1 ～図 7 に示した第一の実施形態の構成とほぼ同様である。また、後述する本実施形態の制御ルーチンは、上述した実施形態のいずれかの制御ルーチンと組み合わせて実行される。上述した実施形態においては、図 3 に示したようにカムノーズ高さが連続的に変化しているカムが設けられているが、本実施形態では、代わりに、カムノーズ高さが比較的高い高速カム H と、カムノーズ高さが比較的低い低速カム L と、カムノーズ高さがそれらの中間となる中速カム M とが設けられている。

図 56 は本実施形態におけるカム制御方法を示したフローチャートである。このルーチンは所定時間間隔で実行される。図 56 に示すように、このルーチンが開始されると、まずステップ 600 にお

いて、不図示のアクセル開度センサの出力値に基づいて算出されたアクセル開度が読み込まれる。次いでステップ601では、機関回転数センサ17の出力値に基づいて算出された機関回転数が読み込まれる。次いでステップ602では、アクセル開度と機関回転数と図57に示す関係とに基づいてカムが選択される。図57はアクセル開度と機関回転数と選択すべきカムとの関係を示した図である。図57に示すように、アクセル開度が小さくかつ機関回転数が低いときには低速カムLが選択され、アクセル開度が大きくなるに従って選択されるカムのカムノーズ高さが高くなり、また、機関回転数が高くなるに従って選択されるカムのカムノーズ高さが高くなる。

次いでステップ603では、カム切換えタイミングであるか否かが判断される。YESのときにはステップ604に進み、NOのときにはこのルーチンを終了する。ステップ604では、選択されたカムへの切換えが行われる。次いでステップ605では、機関回転数と、冷却水温センサ20の出力値に基づいて算出された冷却水温と、図58に示す関係とに基づいてカム切換え遅れが推定される。図58はカム切換え遅れと機関回転数と冷却水温との関係を示した図である。図58に示すように、カム切換え遅れは、機関回転数が高くなるに従って小さくなり、また、冷却水温が高くなるに従って小さくなる。

本実施形態の変形例では、冷却水温等に基づいてカム切換え遅れを推定する代わりに、カムを作動する作動油の油圧に基づいてカム切換え遅れを推定することも可能である。図59はカム切換え遅れと油圧との関係を示した図である。図59に示すように、カム切換え遅れは、油圧が高くなるに従って小さくなると推定される。

本実施形態の他の変形例では、カムの切換え以前に予め運転条件又は油圧に基づいてカム切換え遅れを推定し、その遅れを考慮して

カム切換え時期が決定される。図 60 はカムを切換えるための指示が出される時期と実際にカムが切換わる時期との関係等を示した図である。図 60 に示すように、カム切換え遅れ（＝時間  $t_1$  － 時間  $t_0$ ）が推定され、実際にカムを時間  $t_1$  に切換えようとする場合には、カムを切換えるための指示は時間  $t_0$  に出されることになる。

図 61 は本実施形態における燃料噴射量算出方法を示したフローチャートである。このルーチンは所定時間間隔で実行される。図 61 に示すように、このルーチンが開始されると、まずステップ 700 において、エアフローメータ 19 の出力値が読み込まれる。次いでステップ 701 では、機関回転数センサ 17 の出力値に基づいて算出された機関回転数が読み込まれる。次いでステップ 702 では、カム選択推定値が読み込まれる。つまり、図 56 のステップ 602 において選択されるカムを示すフラグが読み込まれる。次いでステップ 703 では、上述した実施形態と同様の方法により 1 回転当たりの吸入空気量が算出される。次いでステップ 704 では、カムの種類と機関回転数と 1 回転当たりの吸入空気量と図 62 に示す関係とに基づいて応答補正係数が算出される。図 62 は応答補正係数とカムの種類と機関回転数と 1 回転当たりの吸入空気量  $G_N$  との関係を示した図である。次いでステップ 705 では、1 回転当たりの吸入空気量と図 63 に示す関係とに基づいて燃料噴射量が算出される。図 63 は燃料噴射量と 1 回転当たりの吸入空気量との関係を示した図である。

図 64 は本実施形態における点火時期算出ルーチンを示したフローチャートである。このルーチンは所定時間間隔で実行される。図 64 に示すように、このルーチンが開始されると、まずステップ 800 において、1 回転当たりの吸入空気量が読み込まれる。次いで

ステップ 801 では、機関回転数が読み込まれる。次いでステップ 802 ではカム選択推定値が読み込まれる。次いでステップ 803 では、カムの種類と機関回転数と 1 回転当たりの吸入空気量と図 65 に示す関係とに基づいて点火時期が算出される。図 65 は点火時期とカムの種類と機関回転数と 1 回転当たりの吸入空気量  $G_N$  との関係を示した図である。

上述した実施形態の変形例では、カムによって駆動される吸排気弁の代わりに、必要に応じて電磁力や油圧によって駆動される吸排気弁を使用することも可能である。

上述したように、本発明によれば焼圧ピーク時の筒内圧のみならず、燃焼圧ピーク時以外の時点の筒内圧にも基づいて内燃機関を制御することができ、吸排気弁の開口面積又は作用角が変更せしめられる場合であっても内燃機関を適切に制御することが可能となる。

また、本発明は単にシリンダ壁温に基づいて内燃機関を制御するのではなく、正確な筒内ガス温度に基づいて内燃機関を制御することが可能になり、更に吸排気弁の開口面積又は作用角が変更せしめられる場合であっても内燃機関を適切に制御することが可能となる。

更に、本発明によれば、吸排気弁の開口面積又は作用角が変更せしめられる場合であっても内部 EGR ガス量を正確に算出し、算出された内部 EGR ガス量に基づいて内燃機関を適切に制御することが可能となる。

また、本発明によれば、可変動弁機構によって吸気弁の開口面積が変更せしめられた場合であっても筒内乱れの程度を正確に推定し、推定された筒内乱れの程度に基づいて内燃機関を適切に制御することが可能となる。

## 請 求 の 範 囲

1. 筒内圧に基づいて内燃機関を制御するようにした内燃機関の制御装置において、吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の開口面積を変更するための可変動弁機構を具備し、その可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の開口面積に基づいて筒内圧を算出し、その筒内圧に基づいて内燃機関を制御することを特徴とする内燃機関の制御装置。

2. 筒内圧に基づいて内燃機関を制御するようにした内燃機関の制御装置において、吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の作用角を変更するための可変動弁機構を具備し、その可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の作用角に基づいて筒内圧を算出し、その筒内圧に基づいて内燃機関を制御することを特徴とする内燃機関の制御装置。

3. 吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の開口面積及び作用角を変更するための可変動弁機構を具備し、その可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の開口面積及び作用角に基づいて筒内圧を算出し、その筒内圧に基づいて内燃機関を制御することを特徴とする内燃機関の制御装置。

4. 前記開口面積及び作用角に加えて、吸気弁の位相、吸気管内の圧力、及び機関回転数に基づいて筒内圧を算出し、その筒内圧に基づいて内燃機関を制御することを特徴とする請求項3に記載の内燃機関の制御装置。

5. 吸気弁の開口面積に基づいて筒内圧を算出し、算出される筒内圧が吸気弁の開口面積が大きいほど大きくなることを特徴とする、請求項1に記載の内燃機関の制御装置。

6. 吸気弁の作用角に基づいて筒内圧を算出し、算出される筒内

圧が、吸気弁の閉弁時期が気筒吸気行程下死点以前である場合には吸気弁の作用角が大きいほど大きく、吸気弁の閉弁時期が気筒吸気行程下死点以降である場合には吸気弁の作用角が大きいほど小さくなることを特徴とする請求項 2 に記載の内燃機関の制御装置。

7. 吸気弁の開口面積及び作用角に基づいて筒内圧を算出し、算出される筒内圧が、吸気弁の開口面積が大きいほど大きく、かつ吸気弁の閉弁時期が気筒吸気行程下死点以前である場合には吸気弁の作用角が大きいほど大きく、吸気弁の閉弁時期が気筒吸気行程下死点以降である場合には吸気弁の作用角が大きいほど小さくなることを特徴とする請求項 3 に記載の内燃機関の制御装置。

8. 前記算出された筒内圧に基づいて内燃機関の点火時期を制御し、算出された筒内圧が大きいほど点火時期が遅角されることを特徴とする、請求項 1 から 7 のいずれか一項に記載の内燃機関の制御装置。

9. 吸気弁の開口面積、作用角及び吸気弁の位相に基づいて筒内圧を算出し、算出される筒内圧が、吸気弁の開口面積が大きいほど大きく、吸気弁の作用角が大きいほど小さく、かつ吸気弁の位相が進角するほど大きいことを特徴とする、請求項 4 に記載の内燃機関の制御装置。

10. 前記算出された筒内圧に基づいて内燃機関の燃料噴射量を制御し、算出された筒内圧が大きいほど燃料噴射量が増大されることを特徴とする、請求項 9 に記載の内燃機関の制御装置。

11. 気筒内のある部分の温度に基づいて内燃機関を制御するようにした内燃機関の制御装置において、吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の開口面積を変更するための可変動弁機構を具備し、その可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の開口面積に基づいて筒内ガス温度を算出し、その筒内ガ

ス温度に基づいて内燃機関を制御することを特徴とする内燃機関の制御装置。

12. 気筒内のある部分の温度に基づいて内燃機関を制御するようにした内燃機関の制御装置において、吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の作用角を変更するための可変動弁機構を具備し、その可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の作用角に基づいて筒内ガス温度を算出し、その筒内ガス温度に基づいて内燃機関を制御することを特徴とする内燃機関の制御装置。

13. 吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の開口面積及び作用角を変更するための可変動弁機構を具備し、その可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の開口面積及び作用角に基づいて筒内ガス温度を算出し、その筒内ガス温度に基づいて内燃機関を制御することを特徴とする内燃機関の制御装置。

14. 前記開口面積及び作用角に加えて、吸気弁の位相、吸気管内の圧力、及び機関回転数に基づいて筒内ガス温度を算出し、その筒内ガス温度に基づいて内燃機関を制御することを特徴とする請求項13に記載の内燃機関の制御装置。

15. 吸気弁の開口面積に基づいて筒内ガス温度を算出し、算出される筒内ガス温度が吸気弁の開口面積が大きいほど高くなることを特徴とする、請求項11に記載の内燃機関の制御装置。

16. 吸気弁の作用角に基づいて筒内ガス温度を算出し、算出される筒内ガス温度が、吸気弁の閉弁時期が気筒吸気行程下死点以前である場合には吸気弁の作用角が小さいほど高く、吸気弁の閉弁時期が気筒吸気行程下死点以降である場合には吸気弁の作用角が大きいほど高くなることを特徴とする請求項12に記載の内燃機関の制

御装置。

17. 吸気弁の開口面積及び作用角に基づいて筒内ガス温度を算出し、算出される筒内ガス温度が、吸気弁の開口面積が大きいほど高く、かつ吸気弁の閉弁時期が気筒吸気行程下死点以前である場合には吸気弁の作用角が小さいほど高く、吸気弁の閉弁時期が気筒吸気行程下死点以降である場合には吸気弁の作用角が大きいほど高くなることを特徴とする請求項13に記載の内燃機関の制御装置。

18. 前記算出された筒内ガス温度に基づいて内燃機関の点火時期を制御し、算出された筒内圧が大きいほど点火時期が遅角されることを特徴とする、請求項11から17のいずれか一項に記載の内燃機関の制御装置。

19. シリンダ壁温、機関回転数、吸入空気量、内部EGRガス量、内部EGRガス温度のうちの少なくとも一つに基づいて筒内ガス温度を補正することを特徴とする請求項11から18のいずれか一項に記載の内燃機関の制御装置。

20. 吸気弁及び排気弁の少なくとも一方のための可変動弁機構を具備し、内部EGRガス割合又は量に基づいて内燃機関を制御するようにした内燃機関の制御装置において、可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の開口面積に基づいて内部EGRガス割合又は量を算出し、その内部EGRガス割合又は量に基づいて内燃機関を制御することを特徴とする内燃機関の制御装置。

21. 吸気弁及び排気弁の少なくとも一方のための可変動弁機構を具備し、内部EGRガス割合又は量に基づいて内燃機関を制御するようにした内燃機関の制御装置において、可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の作用角に基づいて内部EGRガス割合又は量を算出し、その内部EGRガス割



合又は量に基づいて内燃機関を制御することを特徴とする内燃機関の制御装置。

22. 可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の開口面積及び作用角に基づいて内部EGRガス割合又は量を算出し、その内部EGRガス割合又は量に基づいて内燃機関を制御することを特徴とする内燃機関の制御装置。

23. 前記開口面積及び作用角に加えて、吸気弁の位相、吸気管内の圧力、及び機関回転数に基づいて内部EGRガス割合又は量を算出し、その内部EGRガス割合又は量に基づいて内燃機関を制御することを特徴とする請求項22に記載の内燃機関の制御装置。

24. 吸気弁の開口面積に基づいて内部EGRガス割合又は量を算出し、算出される内部EGRガス割合又は量が吸気弁の開口面積が大きいほど大きくなることを特徴とする、請求項20に記載の内燃機関の制御装置。

25. 吸気弁の作用角に基づいて内部EGRガス割合又は量を算出し、算出される内部EGRガス割合又は量が、吸気弁の作用角が大きいほど大きくなることを特徴とする請求項21に記載の内燃機関の制御装置。

26. 吸気弁の開口面積及び作用角に基づいて内部EGRガス割合又は量を算出し、算出される筒内部EGRガス割合又は量が、吸気弁の開口面積が大きいほど大きく、かつ吸気弁の作用角が大きいほど大きくなることを特徴とする請求項22に記載の内燃機関の制御装置。

27. 大気圧、排気管内の圧力、及び前回算出した内部EGRガス割合又は量のうちの少なくとも一つに基づいて内部EGRガス割合又は量を補正することを特徴とする請求項20から26のいずれか一項に記載の内燃機関の制御装置。

２８．可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の開口面積と、バルブオーバーラップ期間中における吸気弁の上流側の圧力及び下流側の圧力とに基づいて内部ＥＧＲガス割合又は量を算出し、その内部ＥＧＲガス割合又は量に基づいて内燃機関を制御することを特徴とする請求項２０に記載の内燃機関の制御装置。

２９．吸気弁の開口面積と、バルブオーバーラップ期間中における吸気弁の上流側の圧力及び下流側の圧力とに基づいて内部ＥＧＲガス割合または量を算出し、算出される内部ＥＧＲガス割合または量が吸気弁の開口面積が大きいほど大きく、かつバルブオーバーラップ期間中における吸気弁の下流側の圧力と上流側の圧力との差が大きいくいほど大きくなることを特徴とする請求項２８に記載の内燃機関の制御装置。

３０．可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁及び排気弁の少なくとも一方の所定時間毎の開口面積と、バルブオーバーラップ期間中における所定時間毎の吸気弁の上流側の圧力及び下流側の圧力とに基づいて瞬時内部ＥＧＲガス割合又は量を算出し、その瞬時内部ＥＧＲガス割合又は量を積算することにより得られた内部ＥＧＲガス割合又は量に基づいて内燃機関を制御することを特徴とする請求項２８又は２９に記載の内燃機関の制御装置。

３１．前記算出された内部ＥＧＲガス割合又は量に基づいて内燃機関の点火時期を制御し、算出された内部ＥＧＲガス割合又は量が大きいほど点火時期が進角されることを特徴とする、請求項２０から３０のいずれか一項に記載の内燃機関の制御装置。

３２．吸気弁及び排気弁の少なくとも一方のための可変動弁機構を具備し、その可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁の開口面積に基づいて筒内乱れの程度を推定し、その筒内乱れの程度に

基づいて内燃機関を制御するようにした内燃機関の制御装置において、可変動弁機構によって変更せしめられる吸気弁の開口面積が減少するに従って筒内乱れの程度が増加すると推定し、その推定された筒内乱れの程度に基づいて内燃機関を制御することを特徴とする内燃機関の制御装置。

33. 前記開口面積に加えて、吸気弁の作用角、吸気弁の位相、吸気管内の圧力、及び機関回転数に基づいて筒内乱れの程度を推定し、その推定された筒内乱れの程度に基づいて内燃機関を制御することを特徴とする請求項32に記載の内燃機関の制御装置。

34. 更に、前記吸気弁の作用角が小さくなるに従って筒内乱れの程度が増加すると推定し、その推定された筒内乱れの程度に基づいて内燃機関を制御することを特徴とする請求項32又は33に記載の内燃機関の制御装置。

35. 前記推定された筒内乱れの程度に基づいて内燃機関の点火時期を制御し、推定された筒内乱れの程度が大きいほど点火時期が遅角されることを特徴とする、請求項32から34のいずれか一項に記載の内燃機関の制御装置。

Fig.1

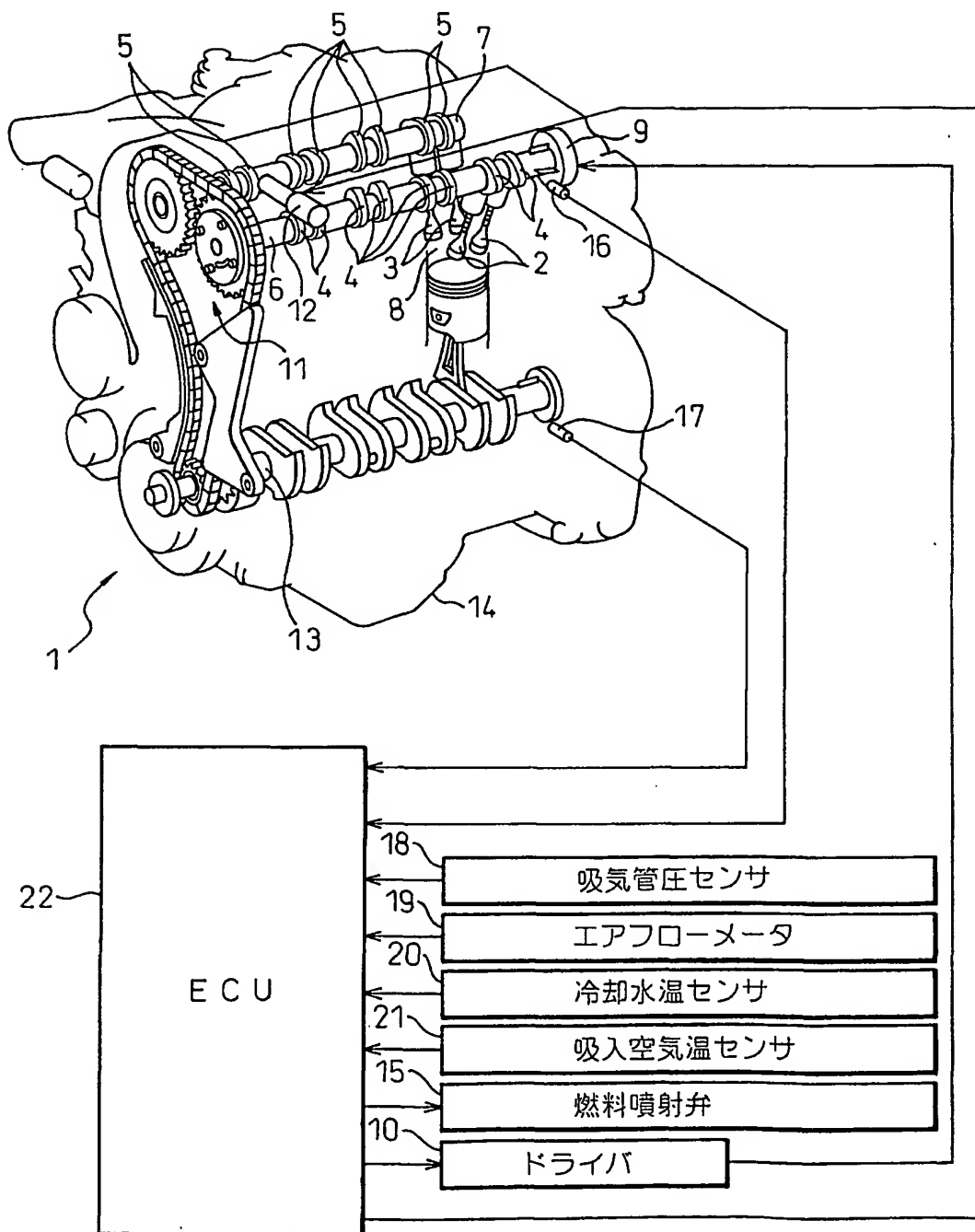


Fig.2

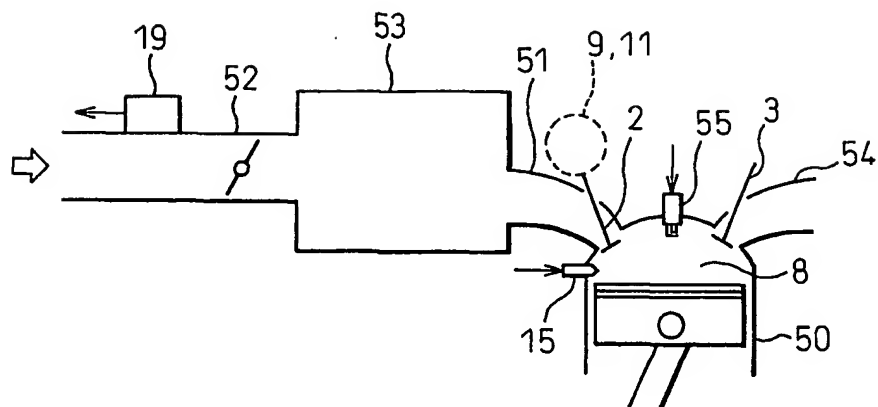


Fig.3

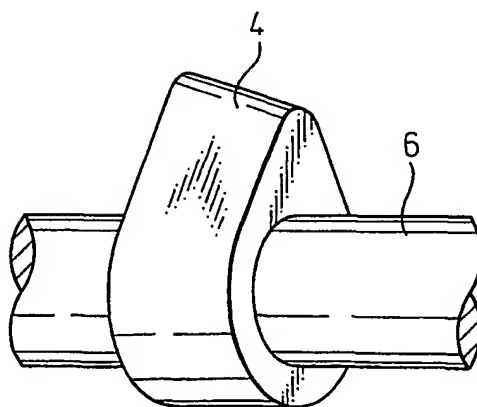


Fig.4

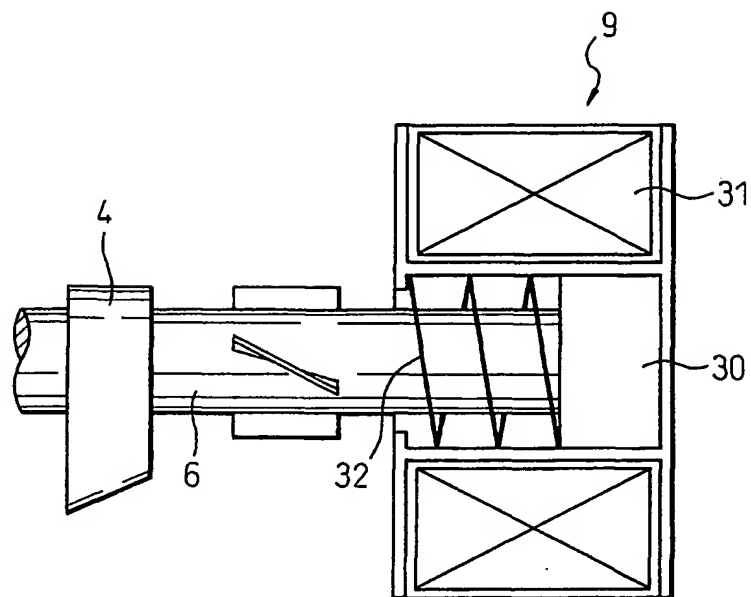


Fig.5

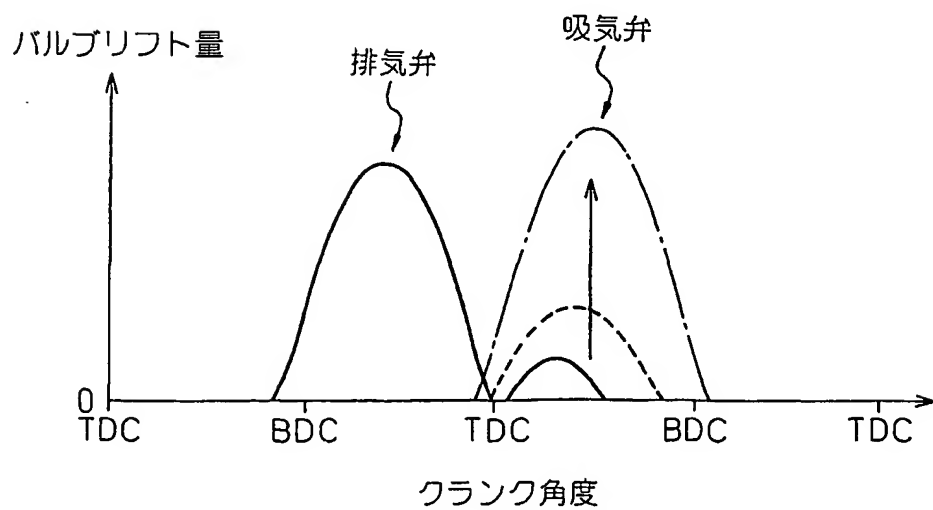


Fig.6

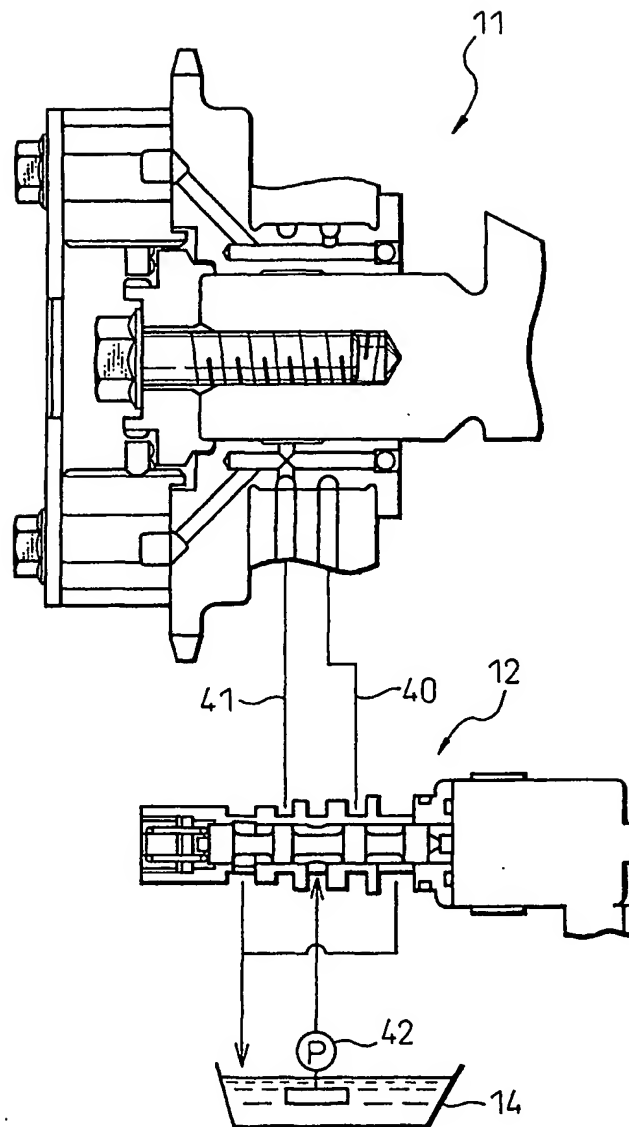


Fig.7

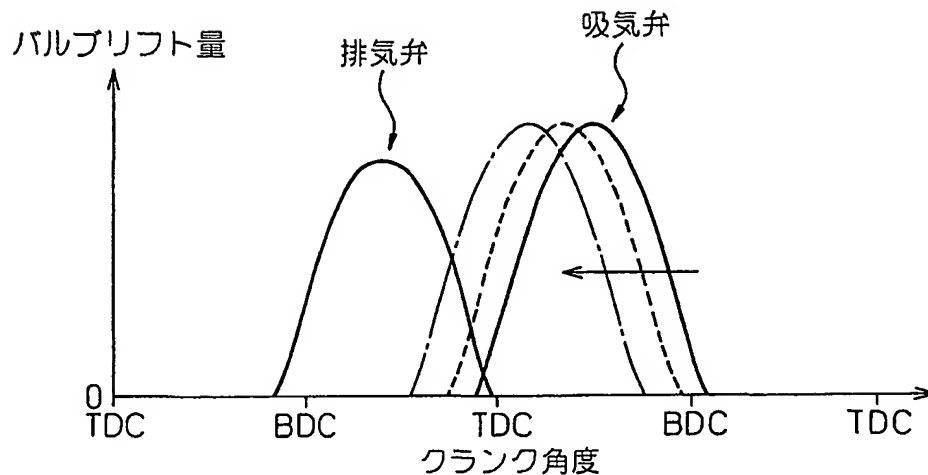


Fig.8

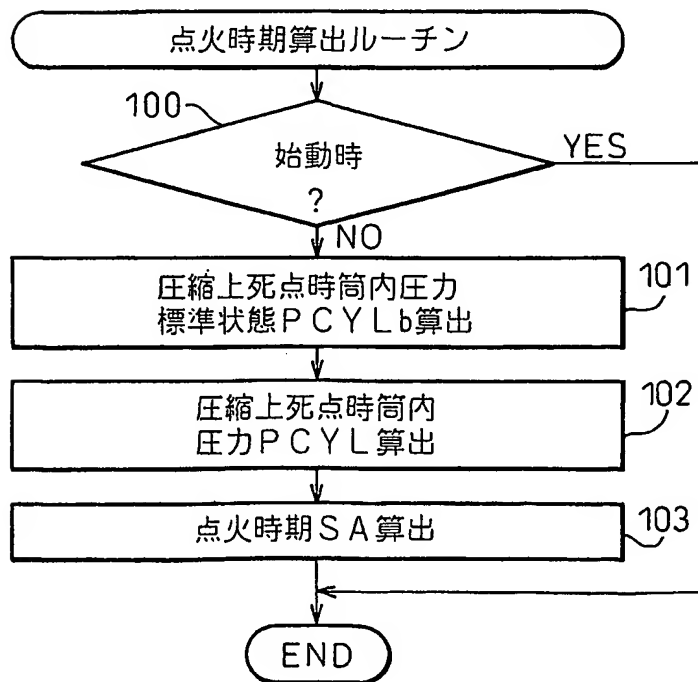




Fig.9

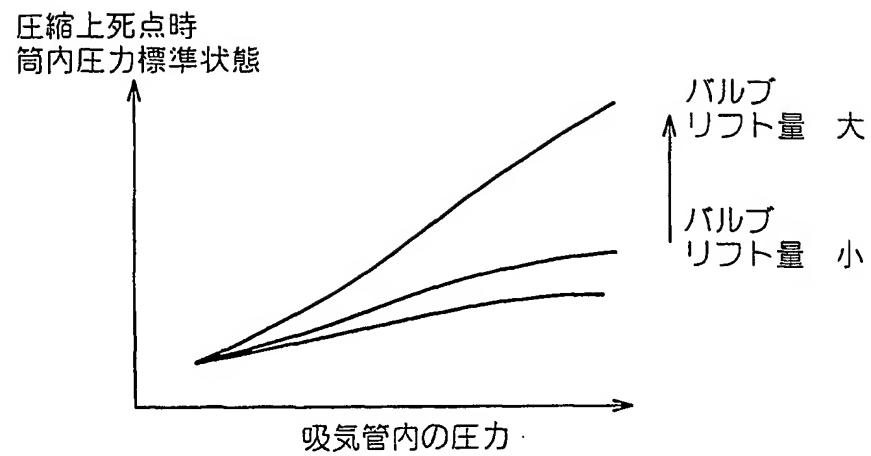


Fig.10

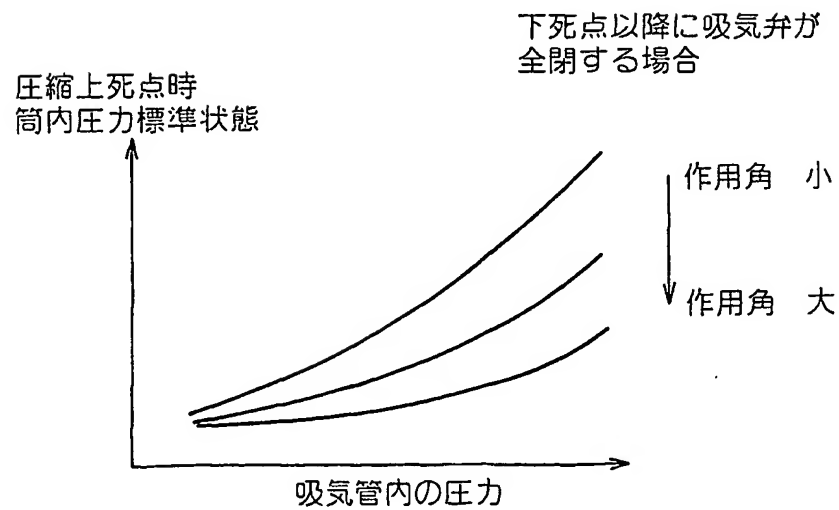


Fig.11

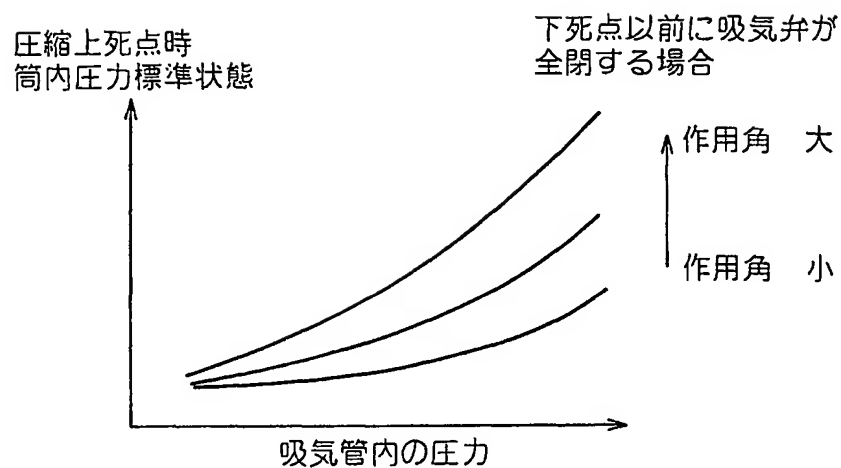


Fig.12

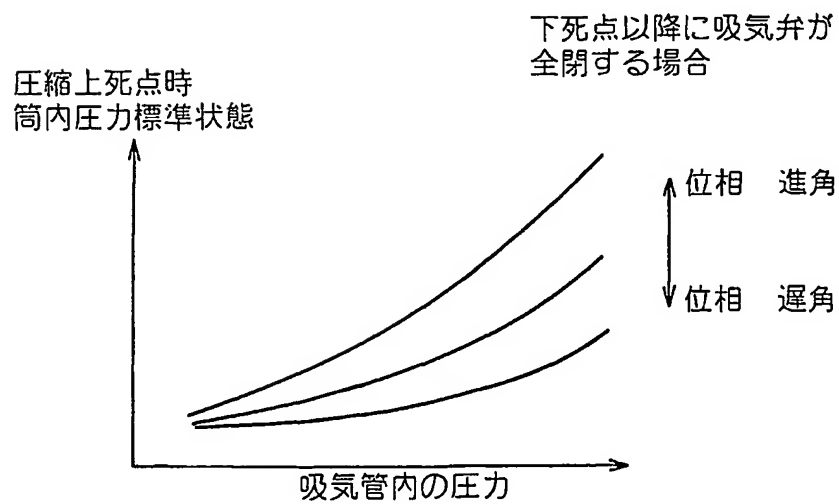


Fig.13

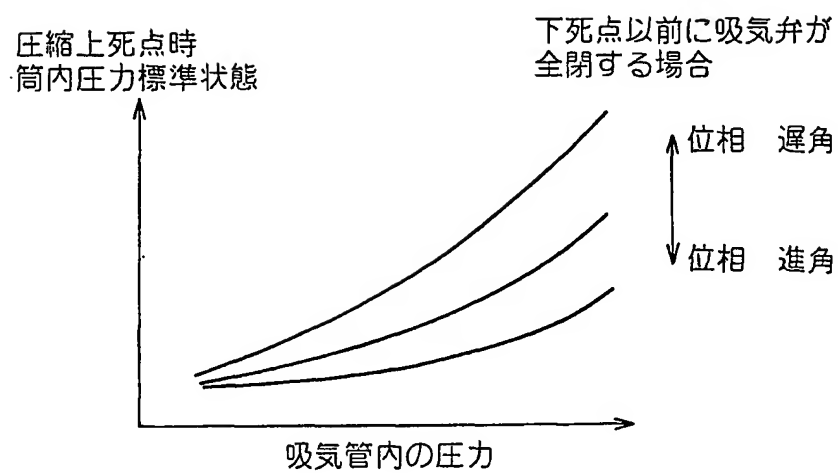


Fig.14

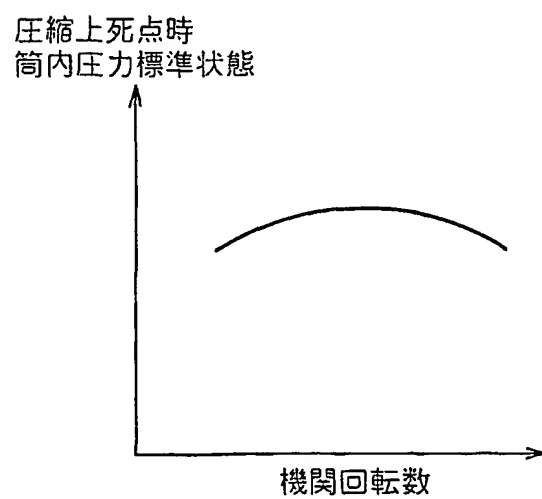


Fig.15

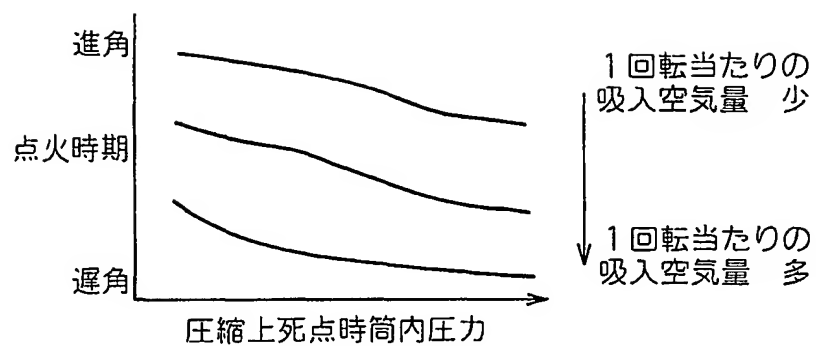


Fig.16

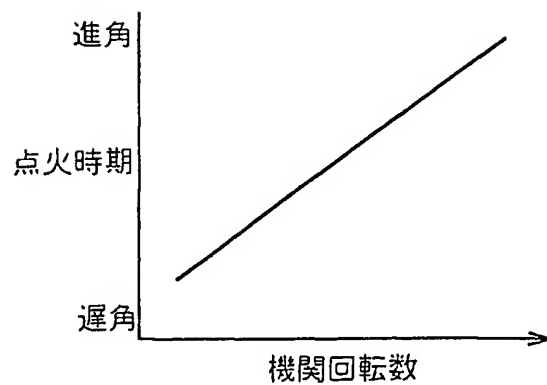


Fig.17

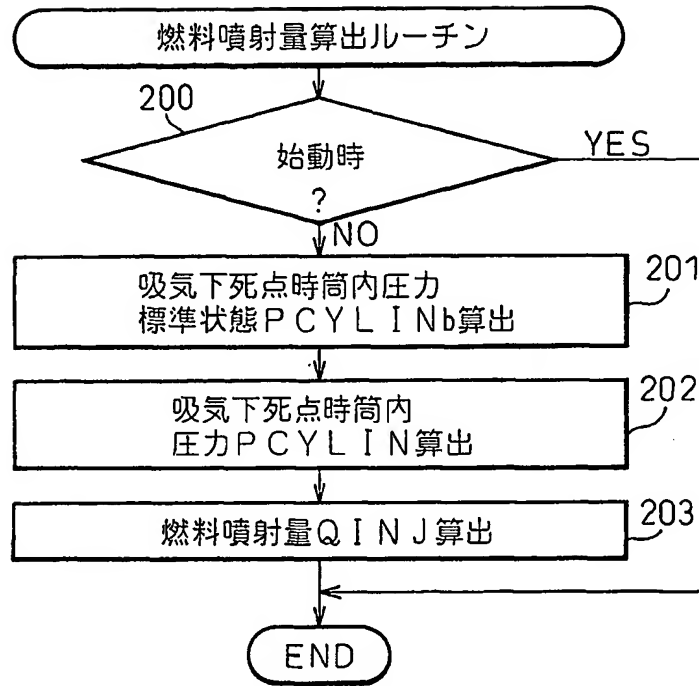


Fig.18

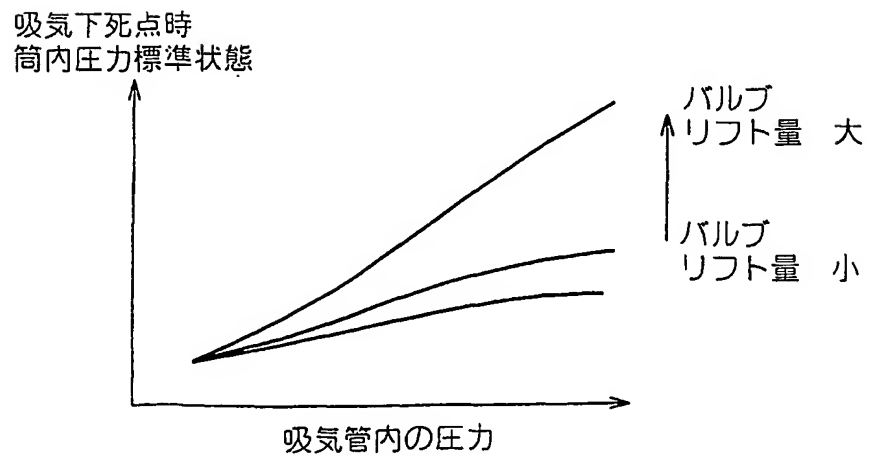


Fig.19

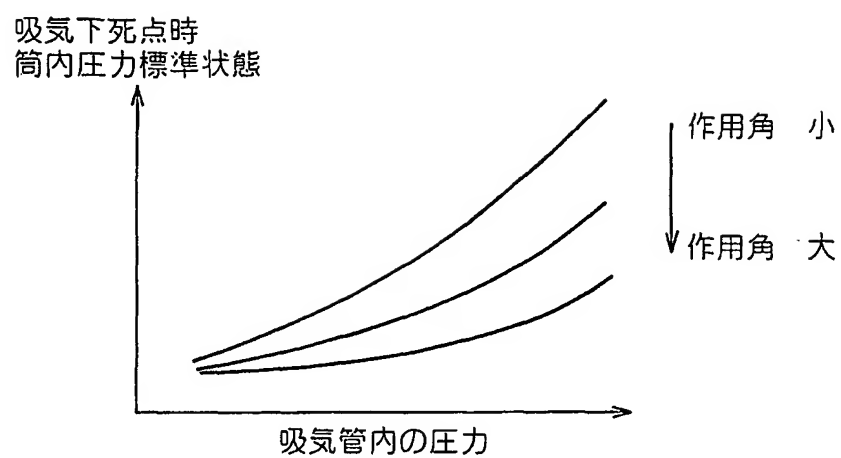


Fig.20

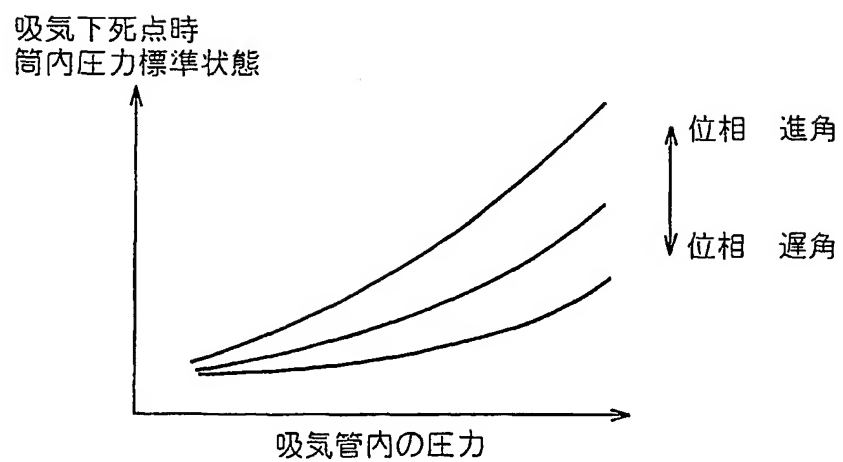


Fig.21

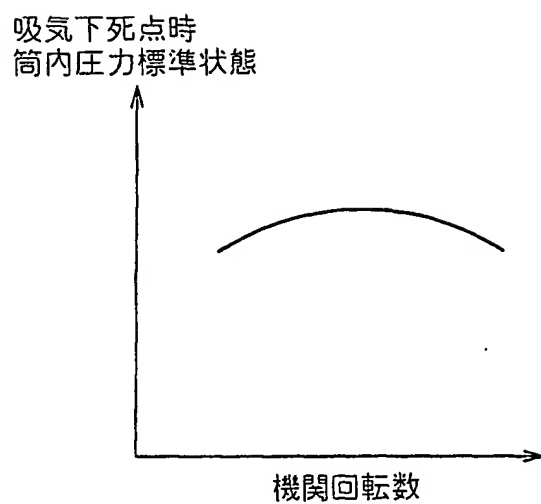


Fig.22

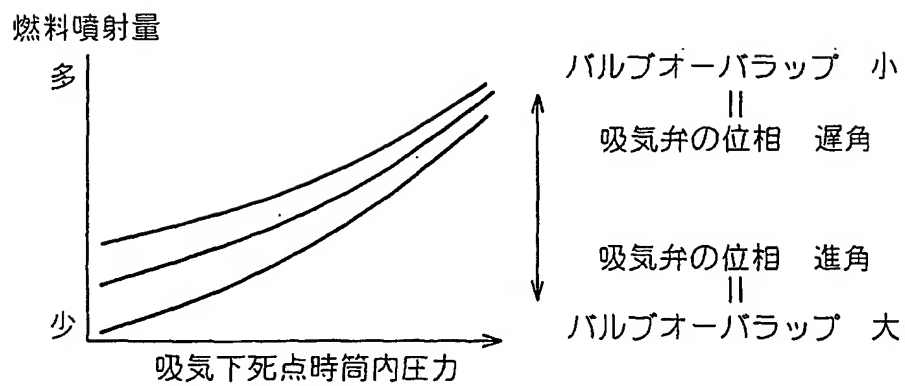


Fig.23

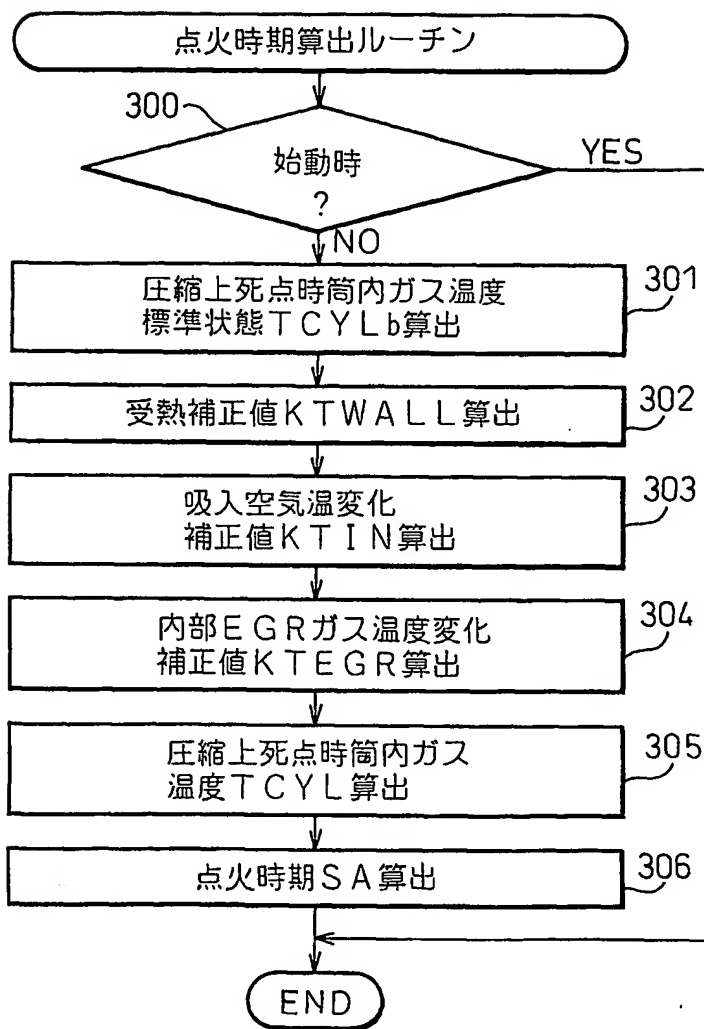




Fig.24

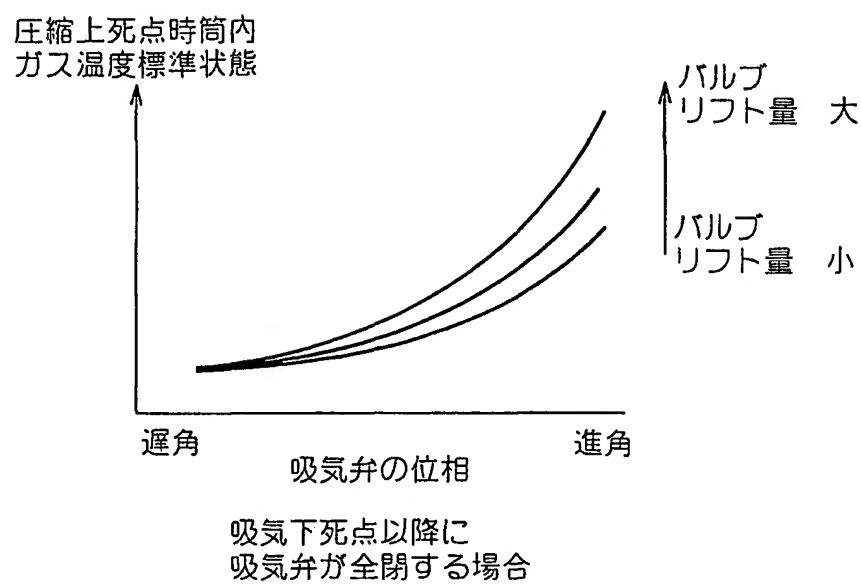


Fig.25

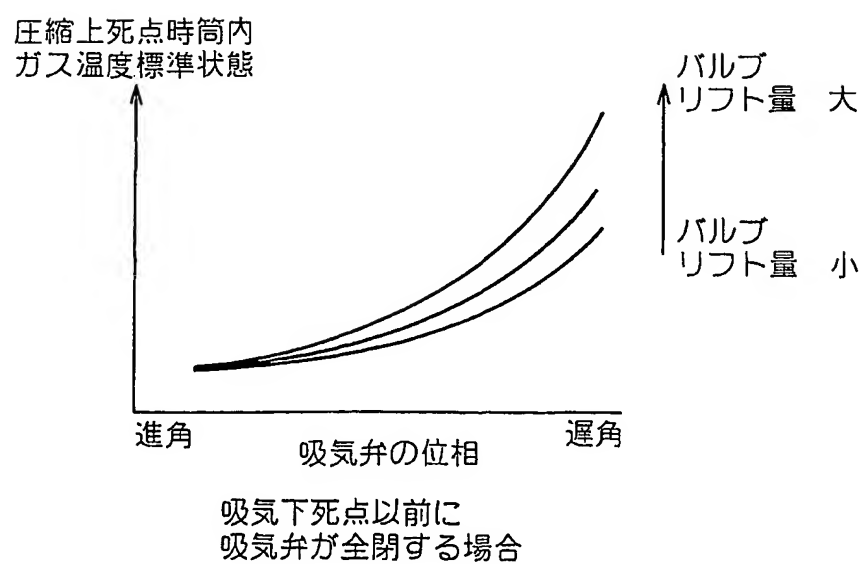


Fig.26

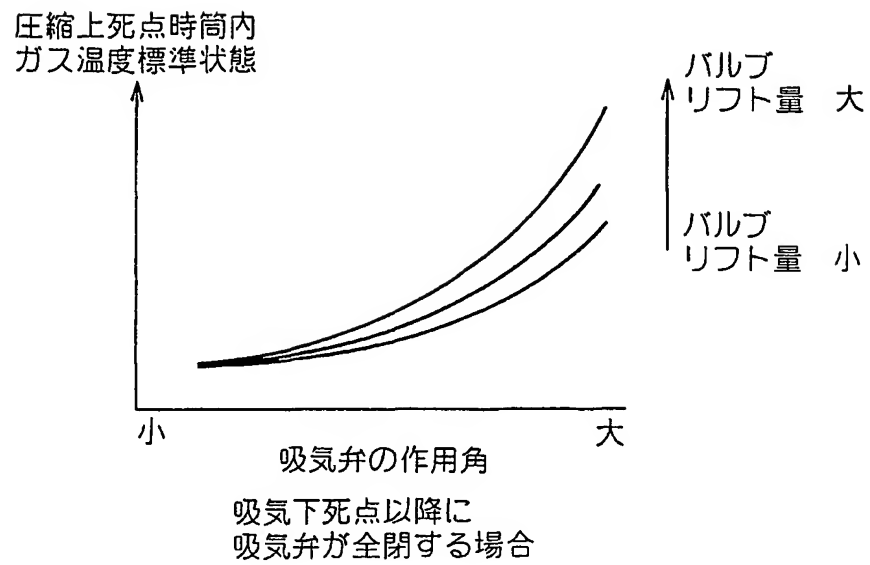


Fig.27

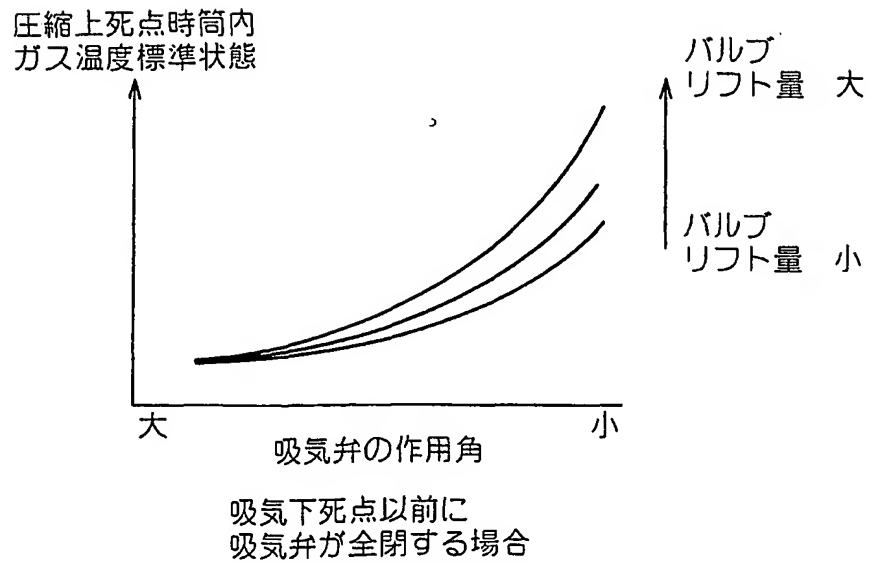


Fig.28

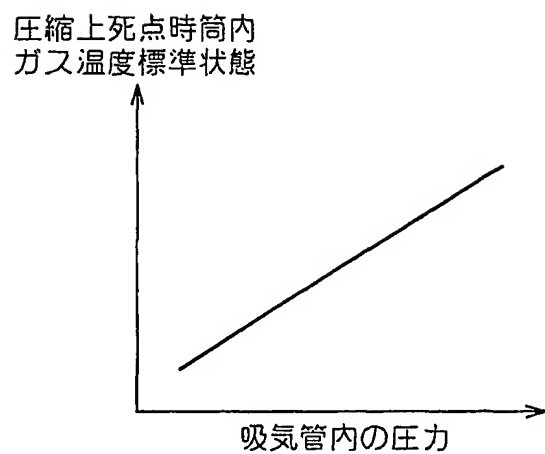


Fig.29

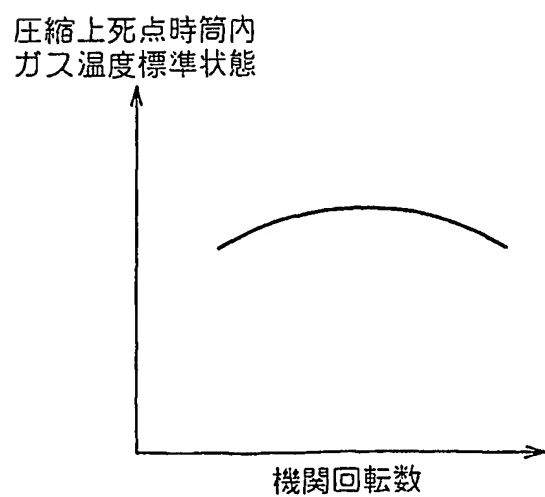


Fig.30

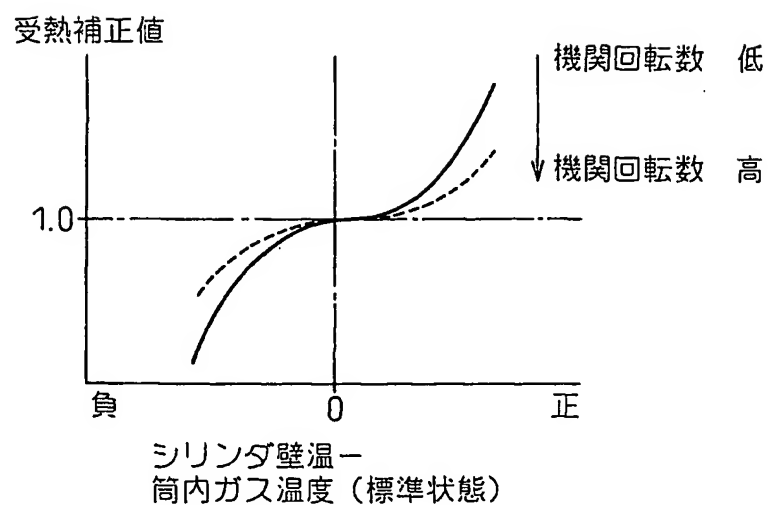


Fig.31

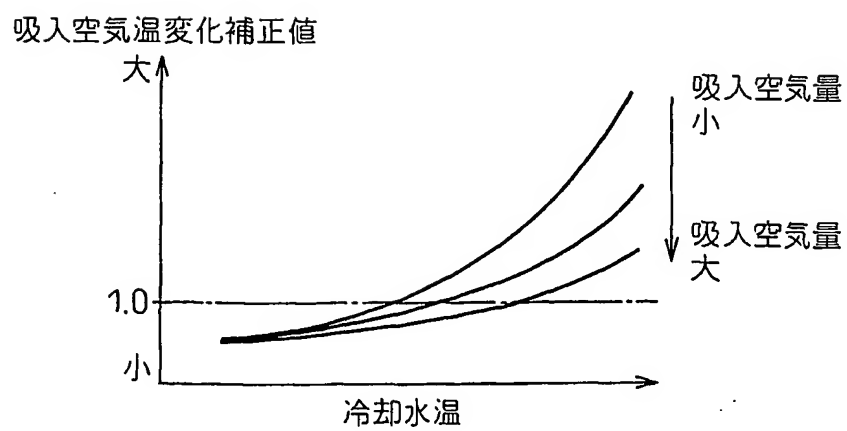


Fig.32

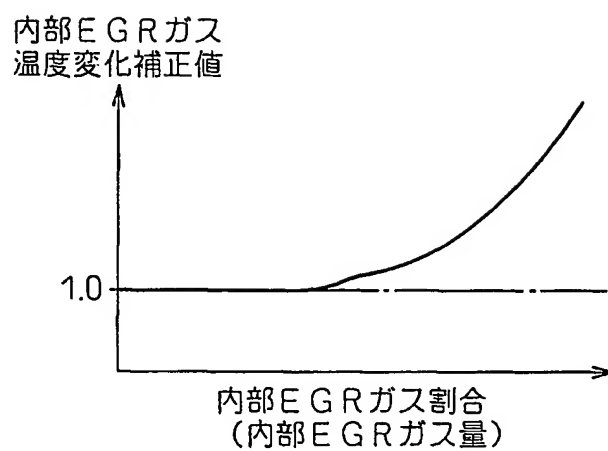


Fig.33

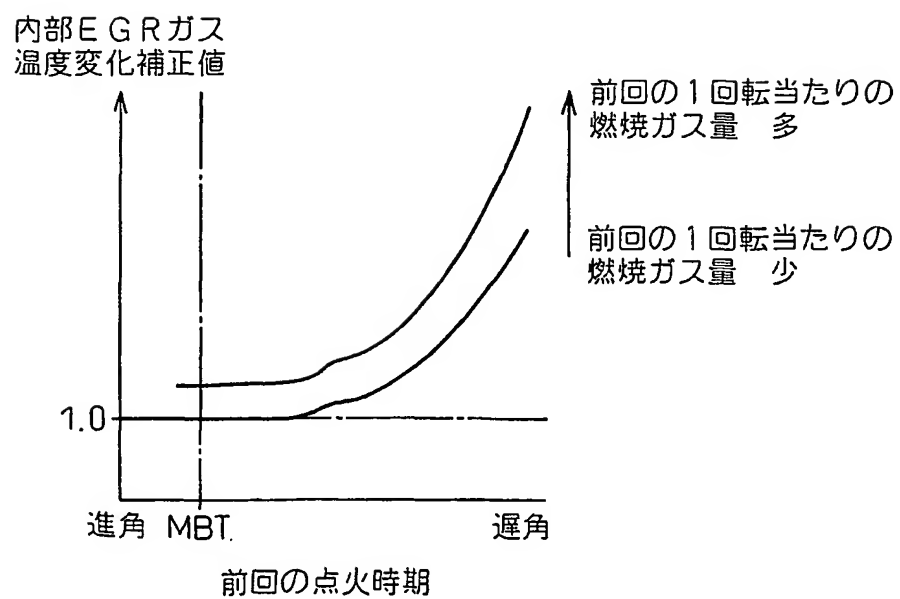


Fig.34

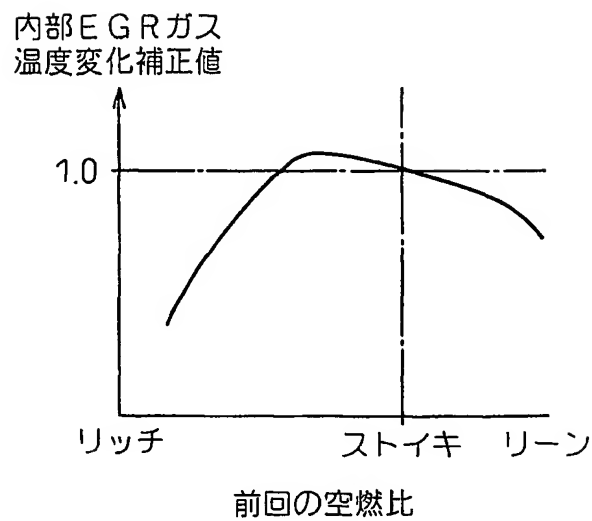


Fig.35

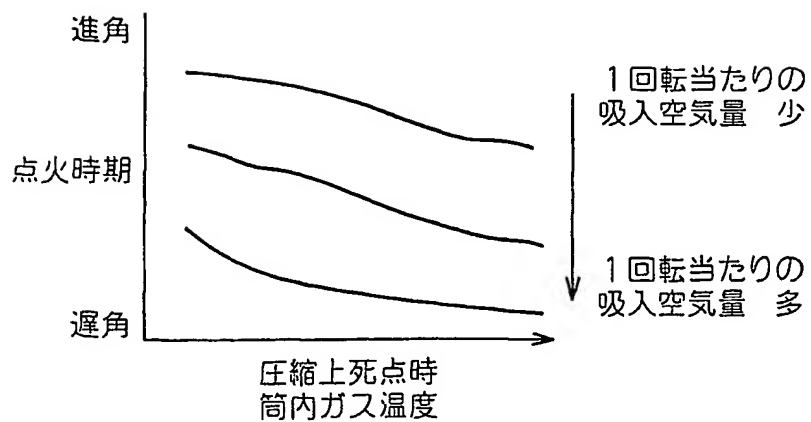


Fig.36

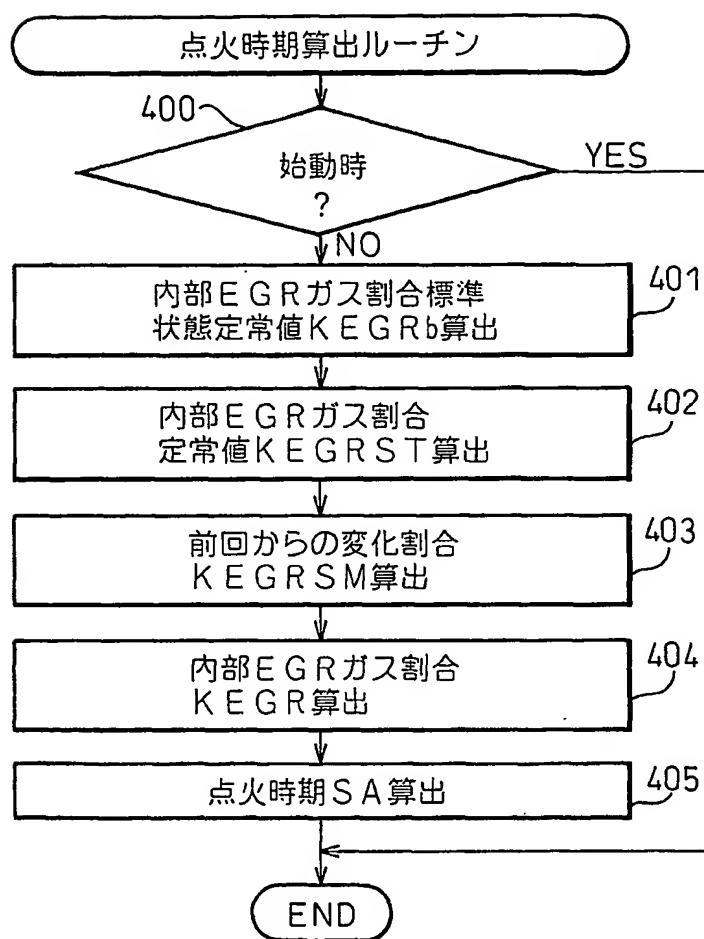


Fig.37

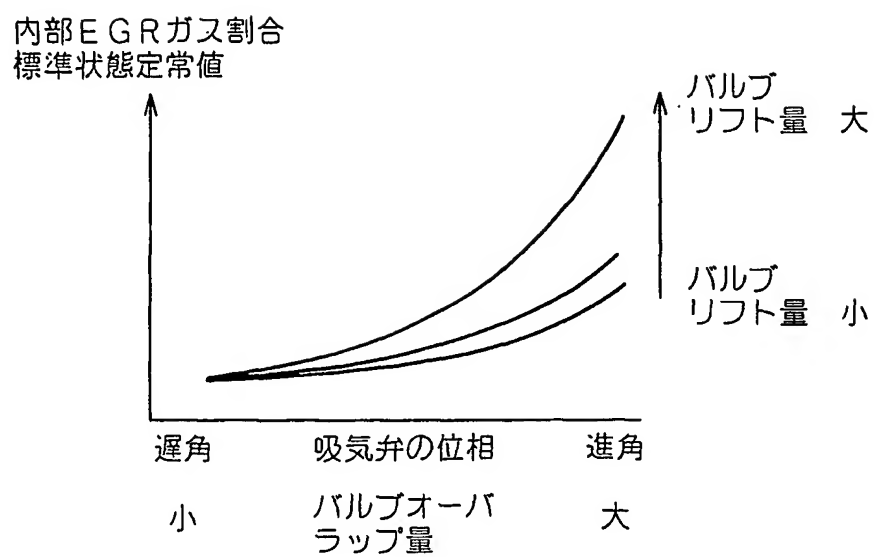


Fig.38

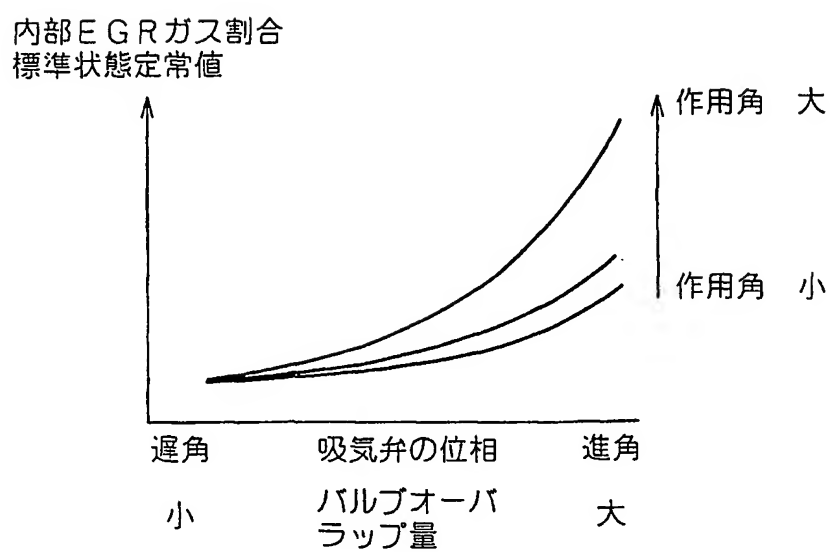




Fig.39

内部EGRガス割合  
標準状態定常値

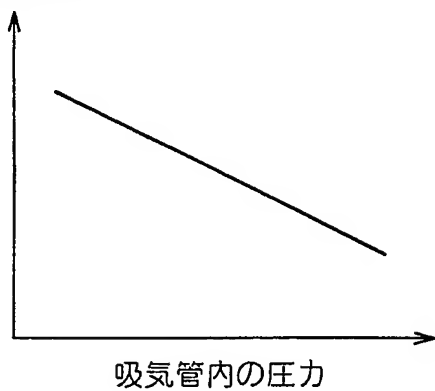


Fig.40

内部EGRガス割合  
標準状態定常値

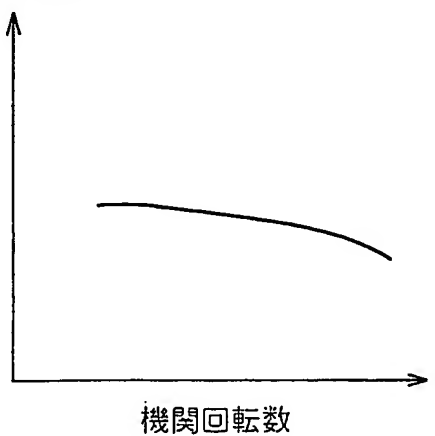


Fig.41

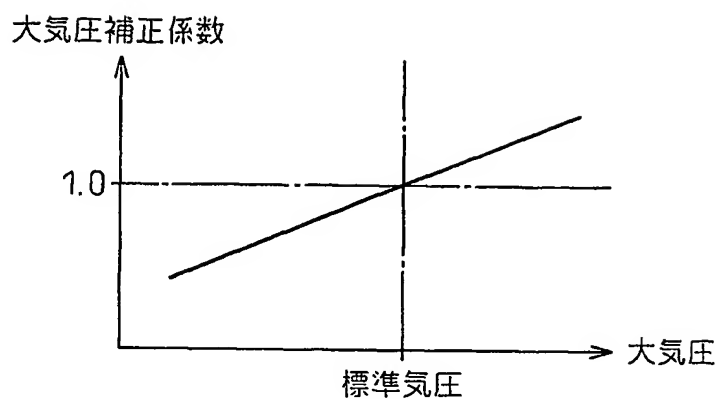


Fig.42

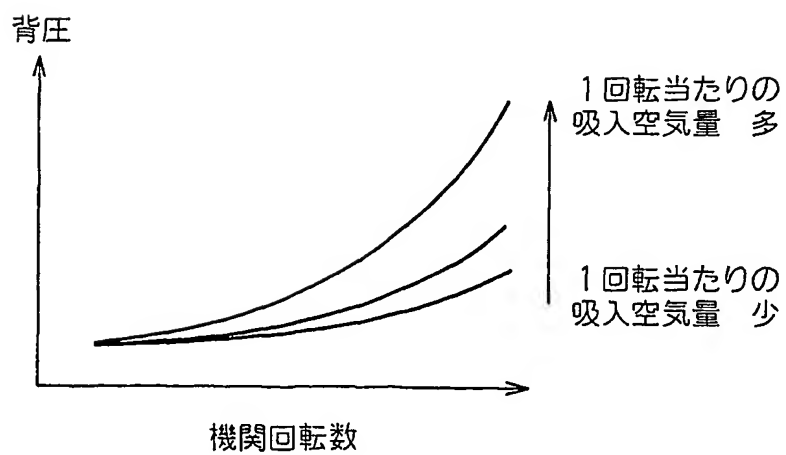


Fig.43

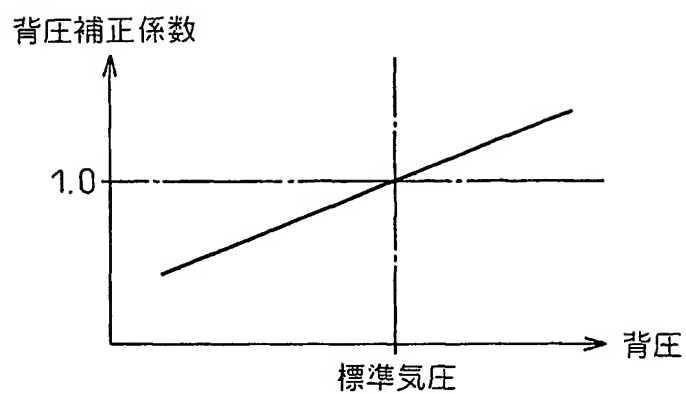


Fig.44

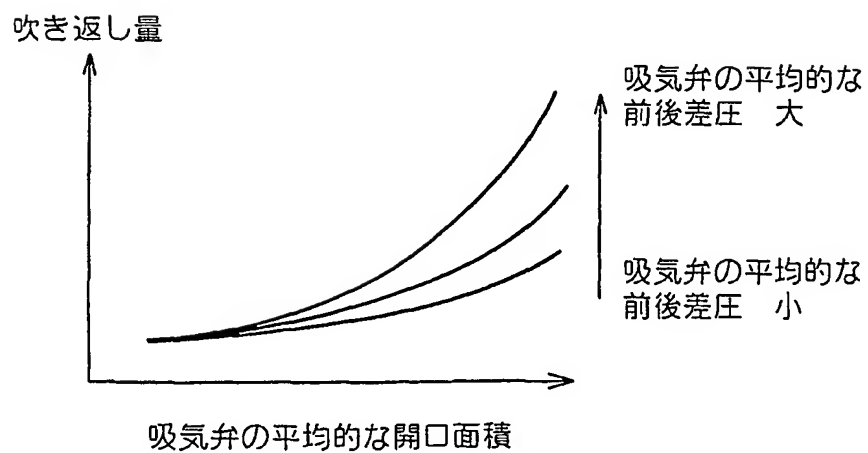


Fig.45

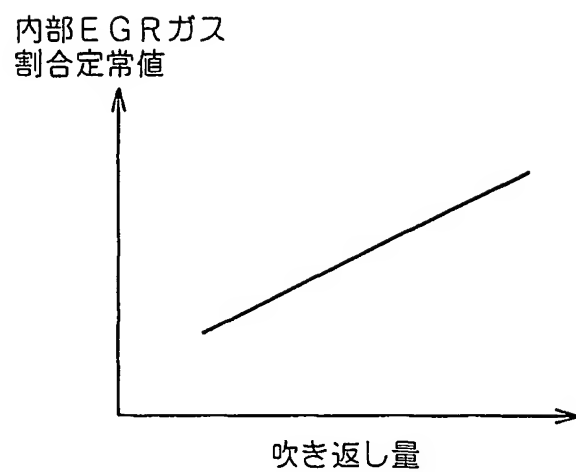


Fig.46

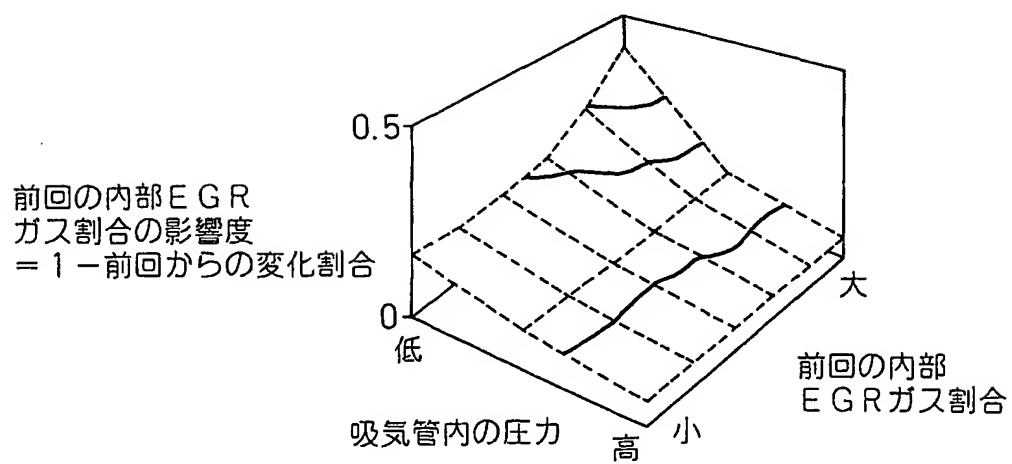


Fig.47

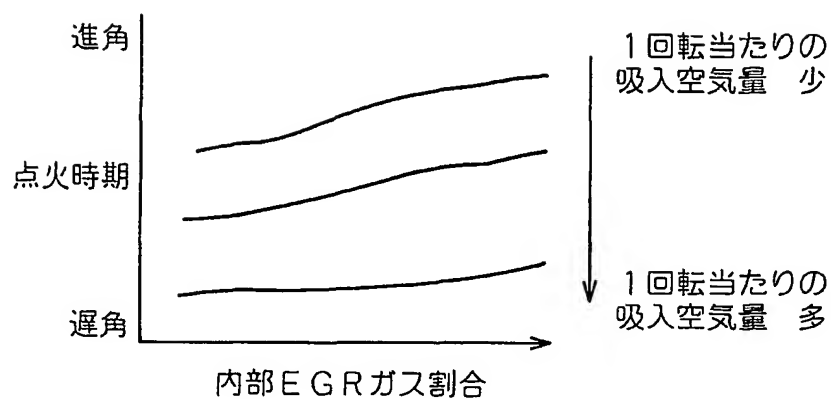


Fig.48

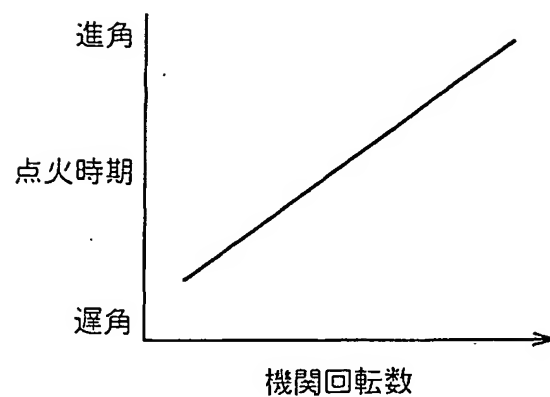


Fig.49

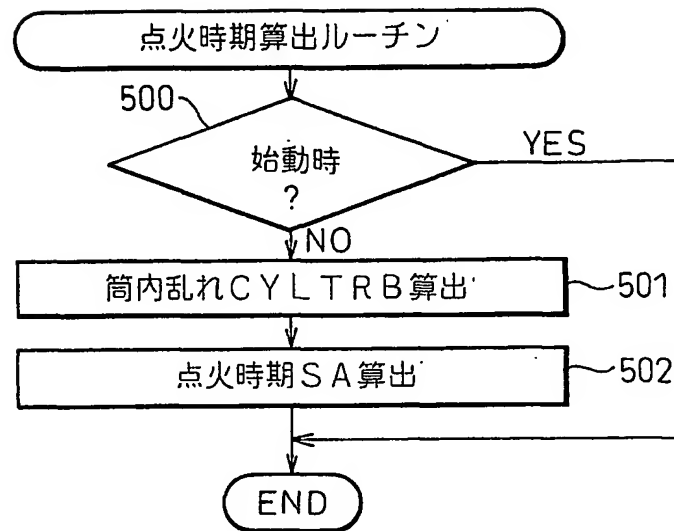


Fig.50

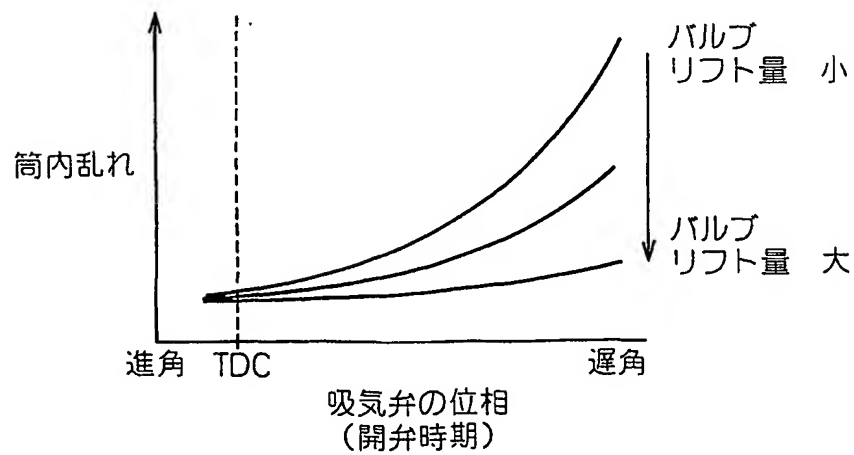


Fig.51

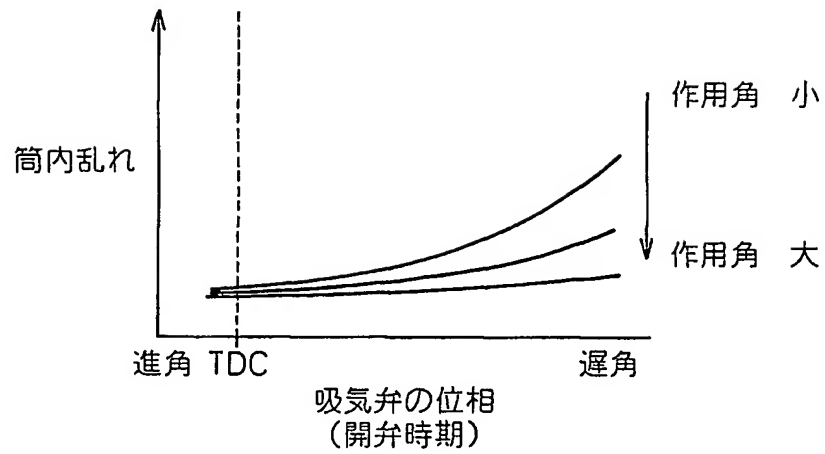


Fig.52

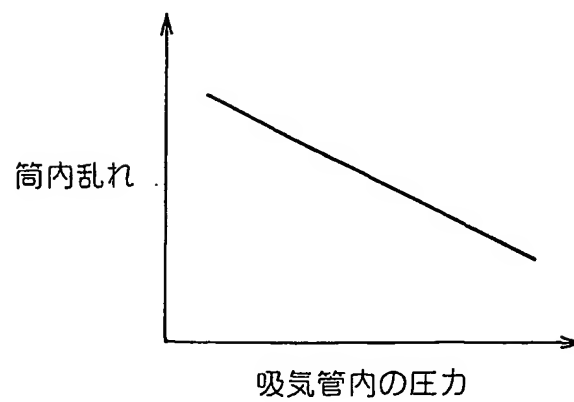


Fig.53

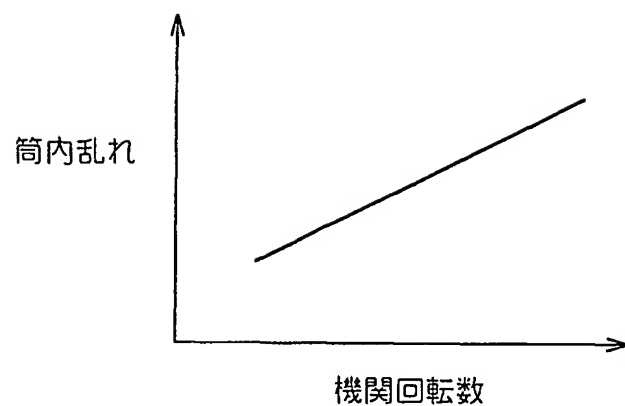


Fig.54

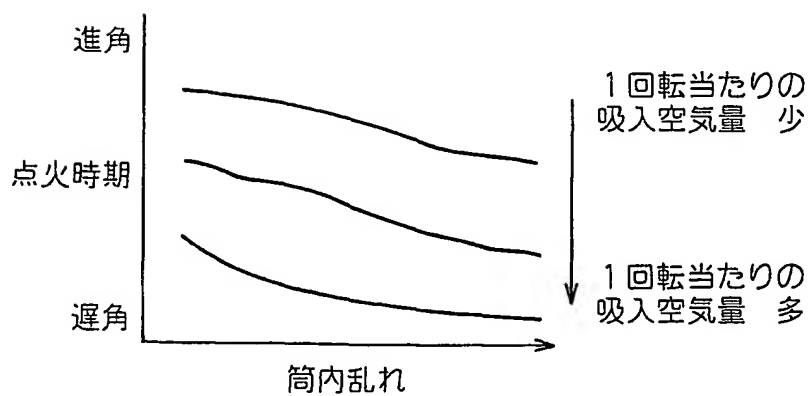




Fig.55

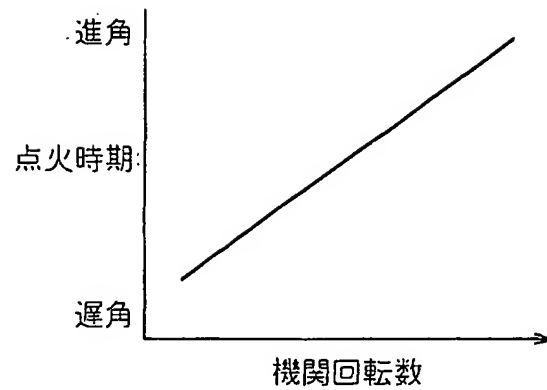


Fig.56

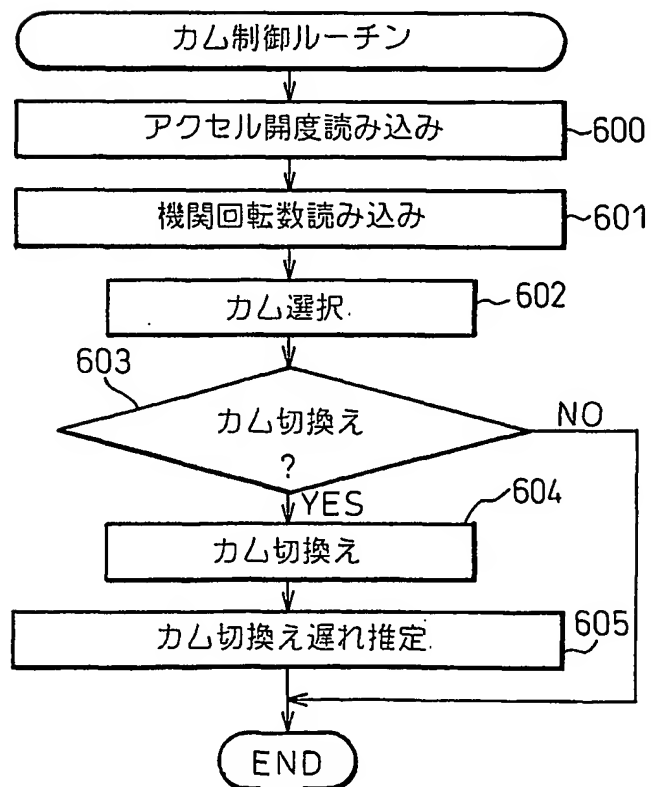


Fig.57

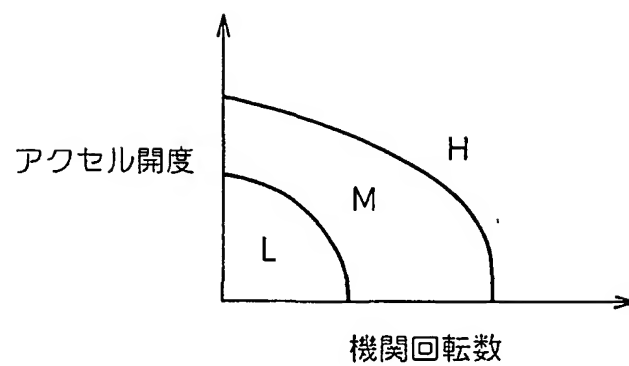


Fig.58

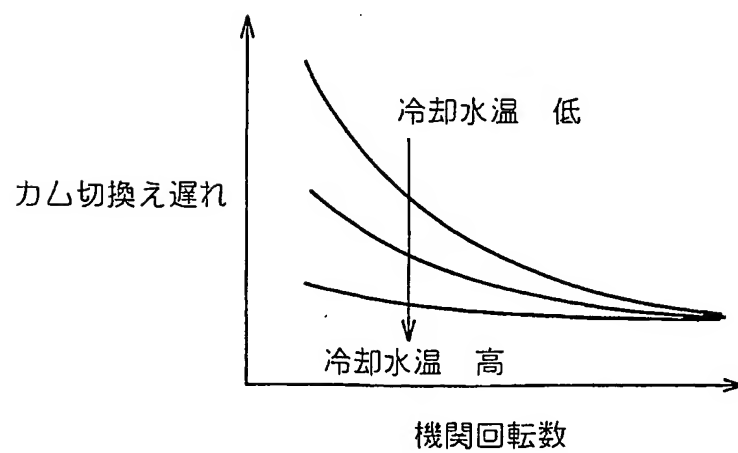


Fig.59

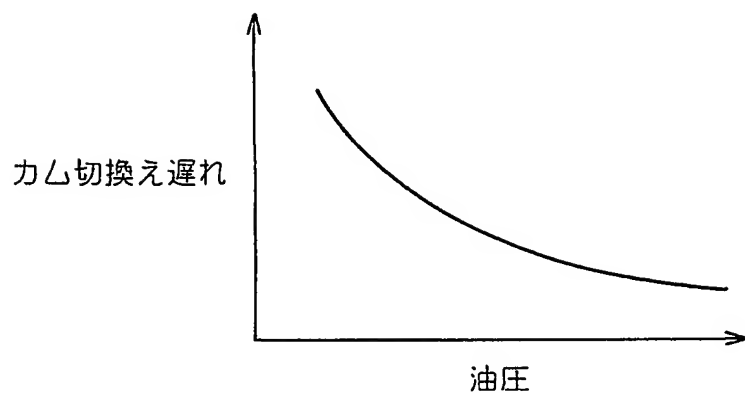


Fig.60

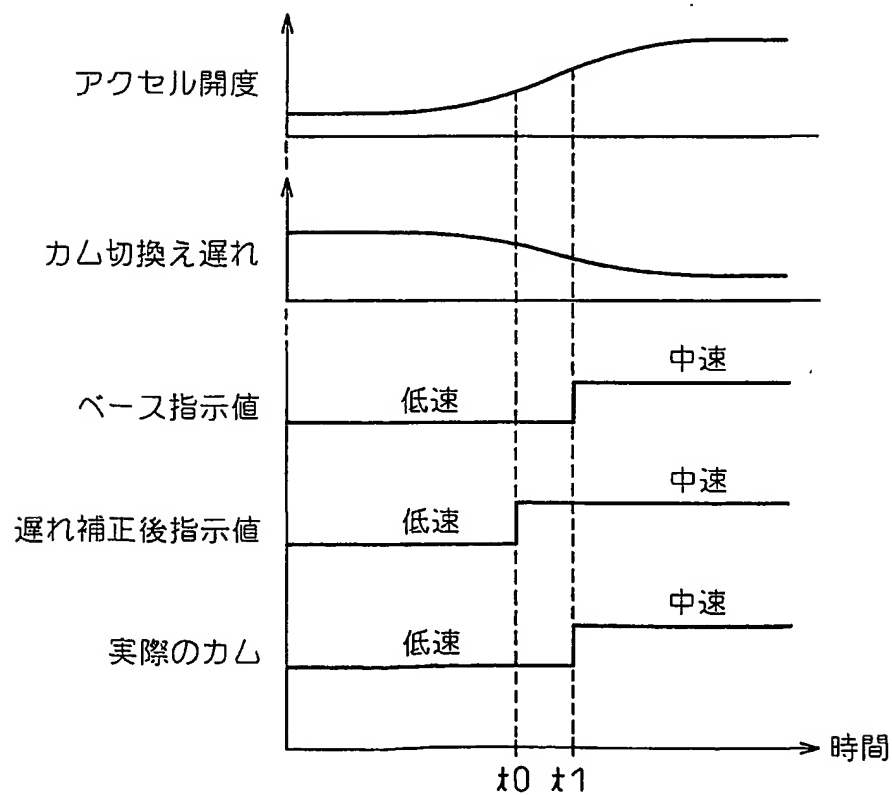


Fig.61

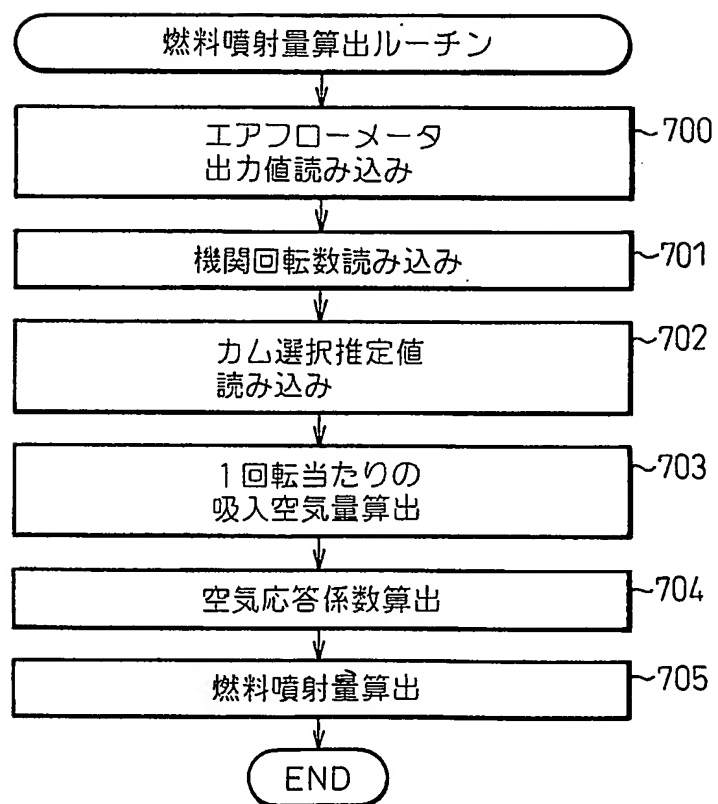


Fig.62

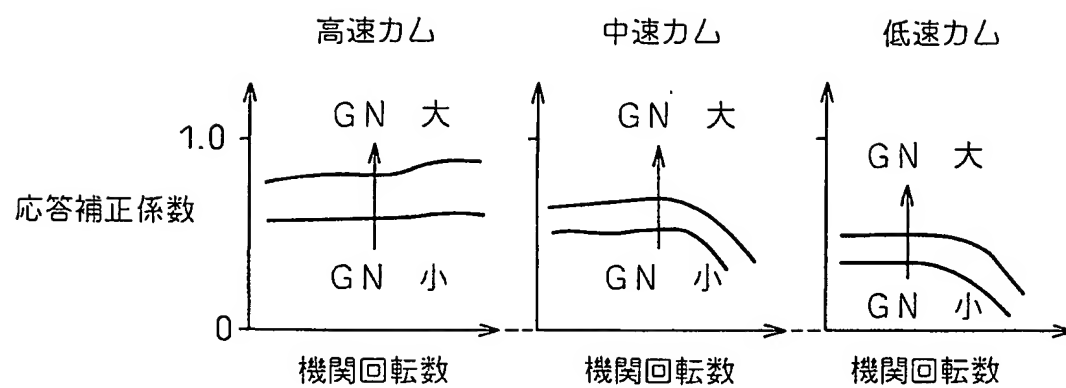


Fig.63

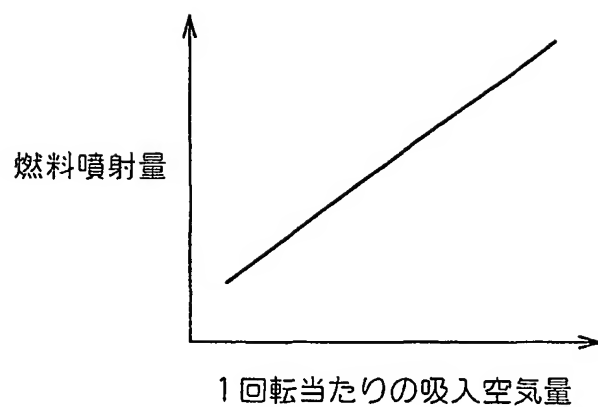


Fig.64

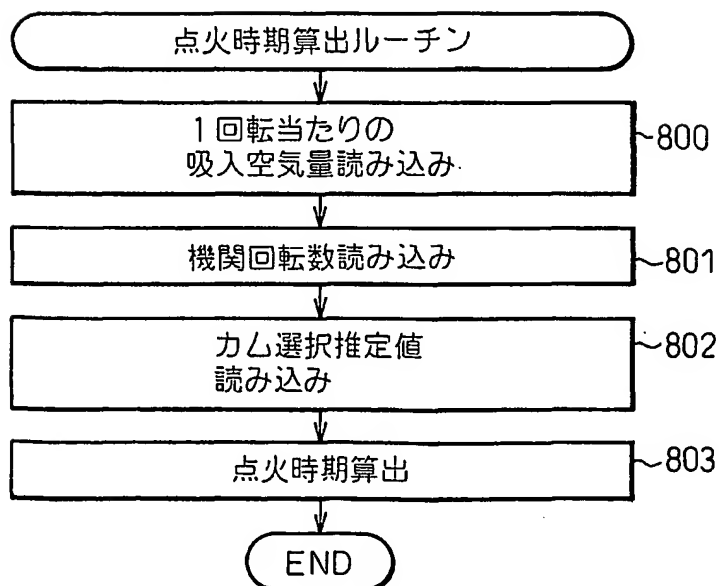
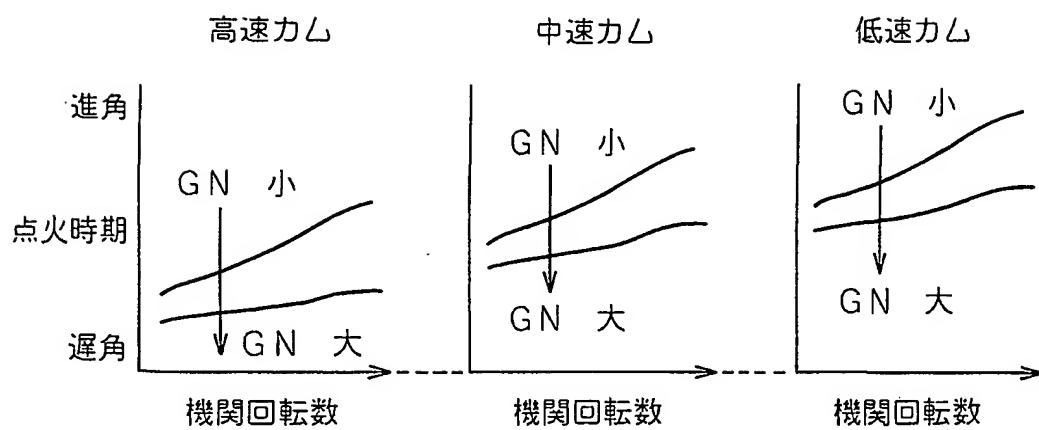


Fig.65



## 参照番号の一覧表

- 1 … 内燃機関
- 2 … 吸気弁
- 3 … 排気弁
- 4, 5 … カム
- 6, 7 … カムシャフト
- 8 … 気筒内の燃焼室
- 9 … バルブリフト量変更装置
- 11 … 開閉タイミングシフト装置
- 18 … 吸気管圧センサ
- 19 … エアフローメータ



# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP01/10917

## A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl<sup>7</sup> F02D41/04, F02D45/00, F02P5/15

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl<sup>7</sup> F02D13/02, F02D41/04, F02D45/00, F02P5/15

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1926-1996	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2002
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2002	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2002

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP, 2-291447, A (Toyota Motor Corp.), 03 December, 1990 (03.12.90), Full text (Family: none)	1-10
A	US, 004896642, A1 (Mitsubishi Denki K.K.), 30 January, 1990 (30.01.90), Full text & JP 1-280680 A & DE 003833124 A1	11-19
A	JP, 4-81574, A (Mitsubishi Motors Corp.), 16 March, 1992 (16.03.92), Full text (Family: none)	11-19
A	JP, 10-288067, A (Denso Corp., Toyota Motor Corp.), 27 October, 1998 (27.10.98), Full text (Family: none)	1-19
A	JP, 2000-314318, A (Nissan Motor Co., Ltd.), 14 November, 2000 (14.11.00), Full text (Family: none)	1-19

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	understand the principle or theory underlying the invention
"E" earlier document but published on or after the international filing date	"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	"&" document member of the same patent family
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	

Date of the actual completion of the international search  
18 March, 2002 (18.03.02)

Date of mailing of the international search report  
26 March, 2002 (26.03.02)

Name and mailing address of the ISA/  
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP01/10917

## C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP, 9-209895, A (Toyota Motor Corp.), 12 August, 1997 (12.08.97), Full text (Family: none)	20-31
A	JP, 7-49034, A (Nissan Motor Co., Ltd.), 21 February, 1995 (21.02.95), Full text (Family: none)	32-35

## A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl. 7 F02D41/04, F02D45/00, F02P5/15

## B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl. 7 F02D13/02, F02D41/04, F02D45/00, F02P5/15

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1926-1996年

日本国公開実用新案公報 1971-2002年

日本国登録実用新案公報 1994-2002年

日本国実用新案登録公報 1996-2002年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

## C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	JP 2-291447 A (トヨタ自動車株式会社) 1990. 12. 03 全文 (ファミリーなし)	1-10
A	US 004896642 A1 (Mitsubishi Denki Kabushiki Kaisha) 1990. 01. 30 全文 & JP 1-280680 A & DE 003833124 A1	11-19

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

## \* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的な技術水準を示すもの

「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)

「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&amp;」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日 18. 03. 02

国際調査報告の発送日 26.03.02

国際調査機関の名称及びあて先  
 日本国特許庁 (ISA/JP)  
 郵便番号100-8915  
 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)  
 小椋 正幸



3G 3111

電話番号 03-3581-1101 内線 3355

C (続き). 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	JP 4-81574 A (三菱自動車工業株式会社) 1992. 03. 16 全文 (ファミリーなし)	11-19
A	JP 10-288067 A (株式会社デンソー, トヨタ自動車株 式会社) 1998. 10. 27 全文 (ファミリーなし)	1-19
A	JP 2000-314318 A (日産自動車株式会社) 200 0. 11. 14 全文 (ファミリーなし)	1-19
A	JP 9-209895 A (トヨタ自動車株式会社) 1997. 08. 12 全文 (ファミリーなし)	20-31
A	JP 7-49034 A (日産自動車株式会社) 1995. 0 2. 21 全文 (ファミリーなし)	32-35